

ISSN 2079 – 1747

7-8

Міністерство освіти і науки,
молоді та спорту України
Українська інженерно-педагогічна
академія

Піднімально-транспортні
машини
Динаміка та міцність машин
Верстати та інструменти
Технологія машинобудування
Економіка та управління
машинобудівними
підприємствами

Машинобудування

Машиностроение

Engineering

Lifting-and-shifting machines
Dynamics and strength of
machines
Machine-tools and instruments
Engineering technology
Economics and management of
engineering operations

Збірник наукових праць

Видається 2 рази на рік

Видається з грудня 2007 р.

УІПА

2011
Харків

Піднімально-транспортні машини.....

Подоляк О.С., Мельниченко О.А.

Методика визначення основних параметрів гідравлічного гасителя коливань механізму піднімання.....

Фідровська Н.М.

Напруження в обичайці канатного барабана, підсиленій кільцями жорсткості.....

Ісьєміні І.І., Родіонов Л.А.

Дослідження динамічних процесів при гальмуванні мостових кранів пневмогідравлічними буферними пристроями.....

Фідровська Н.М., Григоров О.В.

Уточнений розрахунок канатного барабану на стійкість.....

Динаміка та міцність машин.....

Кравцов М.К., Святуха А.А., Оболенская Т.А., Климова И.В.

Влияние покрытий на основе жидкого стекла на прочность соединений с натягом.....

Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Тисленко О.Б.

Дослідження динамічного поля напружень у канатах вантажопідійомних механізмів.....

Кравцов М.К., Оболенская Т.А., Лазаренко В.И., Писарцов А.С.

Эксплуатационная прочность соединений составных зубчатых колёс.....

Верстати та інструменти.....

Холод А.В., Тарасюк А.П.

Физическое обоснование процесса вибрационного резания при обработке волокнистых полимерных композитов.....

Мелконов Л.Д.

Методы расчета сил резания посредством аналитически выведенных формул.....

Мелконов Г.Л., Мелконов Л.Д., Плахотник В.А.

Экспериментальная проверка математической модели кинематики

4-х шпиндельной шлифо-полировальной машины.....

Холод А.В., Тарасюк А.П.

Общие сведения об оптимизации процессов механической обработки волокнистых полимерных композитов.....

Маршуба В.П., Чернякова О.В.

Окремі питання при створенні математичної моделі порівняльного забезпечення точності отворів при глибокому свердлуванні гвинтовими свердлами.....

Изюмская Л.Ф.

Расчет кулачково-планетарного механизма с непрерывным периодическим движением ведомого вала.....

Технологія машинобудування.....

Знайдук В.Г., Островський О.С.

Аналіз точності вимірювання параметрів вібрації при вібродіагностуванні молотильних барабанів.....

Дерябкина Е.С.

Распределение случайной величины прочности сцепления газопламенных покрытий, напыленных по традиционной и совмещенной технологиям.....

Ефименко Н.Г., Атоженко О.Ю.

Особенности влияния способа сварки с автоподогревом на ударную вязкость сварного соединения стали 15Х1М1ФЛ.....

Кондратюк О.Л., Скоркин А.О., Мельниченко А.А.

Тесnomatix – система моделирования технологических процессов.....

Маліцький І.Ф., Єфремова В.І.

Вплив багатократного нагріву маточини вагонного колеса на фізико-технічні та хімічні властивості металу.....

Маліцький І.Ф., Єфремова В.І.

Зняття маточини трамвайного колеса з осі колісної пари термовпливом.....

Мовшович А.Я., Ищенко Г.И., Резниченко Н.К., Федосеева М.Е.,

Надери А.

Аналитическое определение состава заводского комплекта универсально-сборных приспособлений для механической обработки.....

Оболенская Т.А., Трыков Д.Ю

Выборочный приёмный контроль качества продукции.....

Мовшович А.Я., Роменский В.И., Черная Ю.А.

Повышение срока службы элементов сборочно-сварочных приспособлений путем применения защитных покрытий.....

Шелкунова Н.Л.

Передумови використання індукційного нагріву у процесах складання та розбиранні з'єднань з натягом.....

Резниченко Н.К., Коваленко И.В., Куприянов А.В., Попов Н.В.

Определение и построение обобщенной модели типовой проводимости и взаимодействия магнитных полей разных частот при индукционном нагреве.....

Черная Ю.А., Махно А.Г.

Применение полиуретана в универсально-сборных штампах.....

Долматов А.И., Жданов И.А., Маркович С.Е.

Разработка методики определения параметров качества и оптимизации процессов гибки трубопроводов.....

Економіка та управління машинобудівними підприємствами.....

Вихристюк М.О., Юхнов Б.Ю.

Використання соціоніки для вдосконалення системи нематеріальної мотивації персоналу підприємств машинобудівної галузі.....

Юхнов Б.Ю., Яшинов О.Л.

Кластеринг як форма інноваційного розвитку машинобудівної галузі України.....

Відомості про авторів.....

До уваги авторів.....

© Подоляк О.С., Мельниченко О.А.

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРАВЛІЧНОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛИВАНЬ МЕХАНІЗМУ ПІДНІМАННЯ

1. Актуальність роботи

Для зменшення динамічних навантажень, виникаючих при підйманні вантажу, запропоновано включити до складу вантажопідйомної підвіски гідравлічний гаситель коливань телескопічного типу. В більшості випадків дослідники розглядають такі пристрої з позиції поглинання енергії коливань або корекції пружно-інерційних параметрів механічної системи [1, 2], не враховуючи той факт, що за допомогою висунення штоку гасителя можливо збільшити період розгону механізму підйому до часу, при якому динамічні навантаження матимуть мінімальні значення. Крім того, при раціонально обраних його дисипативних параметрах коефіцієнт динамічності перехідного процесу в системі може бути зменшений практично до одиниці [3]. Слід також зазначити, що для досягнення бажаного ефекту дисипативні параметри даного пристрою повинні коректуватися в залежності від ваги вантажу, що підіймається. На кафедрі металорізального обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії був розроблений гаситель коливань з гідромеханічним демпфувальним елементом [4]. В роботі [3] за результатами теоретичних досліджень отримані найбільш раціональні значення параметрів, які повинен забезпечити гаситель коливань при зміні ваги вантажу, а саме: коефіцієнта опору (демпфування) та періоду розгону за рахунок висунення його штоку.

2. Постановка задачі

Таким чином, основною задачею статті є розробка методики визначення основних розмірів та параметрів гідромеханічного і пружного елементів гасителя.

3. Основний матеріал

3.1. Методика визначення основних розмірів гідравлічного гасителя коливань

Для визначення розмірів гасителя необхідно перейти від сили на вантажних канатах P_k^{max} до сили, що діє на шток $P_{ш}^{max}$. Оскільки гаситель коливань приєднується до крюкової підвіски крана без передаточних механізмів, то $P_k^{max} = P_{ш}^{max}$.

Одним з основних параметрів гідравлічних гасителів є діаметр поршня, який визначено за формулою:

$$D_n = \sqrt[2]{\frac{R_{ш}^{max}}{\pi \rho_{max} \left(1 - \frac{d_{ш}^2}{D_n^2}\right)}}, \quad (1)$$

де відношення діаметрів $d_{ш}/D_n = 0,3-0,4$ в існуючих конструкціях, максимальний тиск в гідроциліндрі ρ_{max} знаходиться в межах $1,5 \times 10^6 - 7 \times 10^6$ Па [5].

Довжина штока і гідроциліндра визначаються, виходячи з конструктивних особливостей криволінійної напрямної канавки, яка повинна забезпечити необхідний діапазон зміни сили опору демпфуючого елемента гасителя, а також компоновальних міркувань, при цьому довжина циліндру повинна забезпечити повний хід штоку і гарантований зазор 0,02 – 0,04 м.

Товщина стінок гідроциліндру гасителя розраховується по формулам опору матеріалів, для циліндру навантаженого внутрішнім тиском.

3.2. Методика розрахунку параметрів гідромеханічного елемента гасителя коливань

Отриману регресивну характеристику демпфувального елемента гасителя може бути реалізовано, підбираючи площу поперечних перетинів дросельних отворів. Для цього необхідно знайти силу місцевого опору (дросельного отвору). Розглянемо вираз для витрат робочої рідини через місцевий опір [6].

$$G = \sqrt{\frac{2}{\zeta \cdot \rho}} \cdot S_2 \cdot \sqrt{P_1 - P_2}, \quad (2)$$

де ζ – коефіцієнт місцевих втрат;

ρ – щільність робочої рідини ($\rho = 900 \text{ кг/м}^3$);

S_2 – площа поперечного перетину на виході з місцевого опору;

$(P_1 - P_2)$ – перепад тиску на місцевому опорі.

Після деяких перетворень отримано демпфувальну силу місцевого опору

$$F = \zeta_e \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S \cdot v_1^{n < 1}, \quad (3)$$

де еквівалентний коефіцієнт місцевих втрат $\zeta_e = \zeta \times S_1^2 / S_2^2$, S_1 – площа поперечного перетину на вході місцевого опору; S_2 – площа, на яку діє перепад тиску; v_1 – швидкість рідини на вході місцевого опору; n – показник ступеню.

Якщо представити гідравлічні втрати в демпфувальному елементі у вигляді суми еквівалентних місцевих втрат, тоді демпфувальна сила на штокові буде дорівнювати:

$$F_{ш} = \sum \zeta_e \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_n \cdot v_{ш}^{n < 1}, \quad (4)$$

де S_n – площа поршня;

$v_{ш}$ – швидкість штока.

Сума еквівалентних коефіцієнтів місцевих втрат складається з втрат на звуження і розширення потоку робочої рідини в дросельному отворі, зведених до швидкості штока. Втрати на звуження і розширення визначено за формулами [7]:

$$\zeta_{розш} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \quad \zeta_{звуж} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right). \quad (5)$$

Таким чином, змінюючи площу поперечного перетину дросельних отворів, домагаємося того, щоб сила опору на штокові співпадала з обраною по характеристиці гасителя.

Конструкція розробленого гасителя [4] дозволяє змінювати силу опору за допомогою гідромеханічного елемента, в якому площа перетину дросельних отворів змінюється протягом всього робочого ходу поршня відносно повздовжньої вісі гідроциліндру.

З умов зміни поперечного перетину і зміни кутових переміщень елементів поршня визначено еквівалентний діаметр постійного дроселя:

$$d = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \sqrt{2 \left(\frac{\pi \cdot r^2}{360^\circ} \cdot 2 \arccos \left(R \cdot \sin \left(\frac{\varphi}{2} \right) / r \right) - r \cdot R \cdot \sin \left(\frac{\varphi}{2} \right) \right)}, \quad (6)$$

де r – радіус дросельного каналу;

R – радіус осі дросельних каналів (рис. 1).

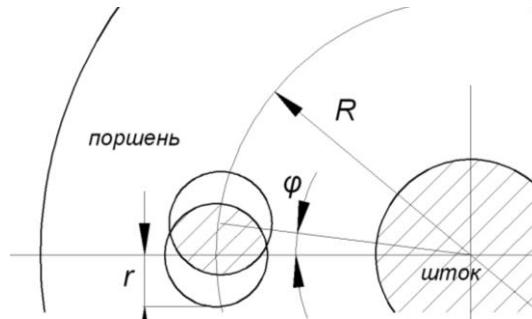


Рис. 1 – Схема перекриття дросельних отворів при кутовому переміщенні рухомого елемента поршня відносно нерухомого.

Тоді коефіцієнт демпфування гідромеханічного елемента гасителя може бути визначений за формулою [8]:

$$\psi = \frac{128 \cdot \mu \cdot K \cdot l \cdot S^2 \cdot \zeta_e}{\pi \cdot d^4}, \quad (7)$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості;

l – довжина каналу дроселя;

S – зведена площа поршня;

d – еквівалентний діаметр каналу;

ζ_e – еквівалентний коефіцієнт місцевих втрат;

K – коефіцієнт, що враховує турбулентність потоку і місцевих опорів на перепускную спроможність жиклеру з гострими входними кромками:

$$K = \left(\frac{Re}{Re^*} \right)^{3/4} + \frac{1,5 Re \cdot d}{64 \cdot l}, \quad (8)$$

де Re^* – критичне значення числа Рейнольдса;

Re – число Рейнольдса, яке визначається виразом:

$$Re = v_{cp} \cdot \frac{d}{\eta}, \quad (9)$$

тут v_{cp} – середня швидкість потоку;

η – кінематична в'язкість середовища.

$$v_{cp} = \frac{S \cdot v_n}{n \cdot f_k}, \quad (10)$$

де v_n – швидкість поступального руху поршня;

n – кількість дроселів;

f_k – площа одного дроселя.

З виразів (6 і 7) отримано залежність коефіцієнту демпфування від кута повороту рухомого елемента поршня відносно нерухомого (кута перекриття дроселів) при діаметрі дросельних отворів 14 мм (рис. 2).

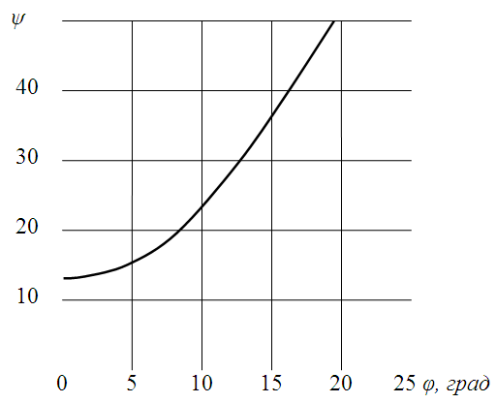


Рис. 2 – Залежність коефіцієнту демпфування від кута перекриття дросельних отворів діаметром 14 мм

З аналізу отриманої залежності можна заключити, що при підйманні вантажу, вага якого складає 100 % від максимальної вантажопідйомності крана, кут перекриття повинен знаходитися в межах 18–20°, вантажу вагою 75 % від максимальної вантажопідйомності 16–18°, вантажу вагою 50 % від максимальної вантажопідйомності 14–16°, вантажу вагою 25 % від максимальної вантажопідйомності 12–14°.

При зміні кута перекриття дроселів від 0–7° коефіцієнт демпфування змінюється незначно від 14 до 20. На цій ділянці руху штока відбувається попереднє натягування вантажних канатів. При подальшому русі штока коефіцієнт опору починає зростати з більшою інтенсивністю і на ділянці зміни кута від 7–12° він знаходиться в межах 20–30. На цій ділянці руху штока відбувається поглинання надлишкової енергії, що виникла внаслідок

форсованого пуску при підйманні вантажу вагою менше ніж 25 % від максимальної вантажопідйомності. Збільшення ваги вантажу з 25 % до 100 % від максимальної вантажопідйомності призведе до стискання пружини та більшого переміщення штока (пропорційно вазі вантажу). Відповідно переміщенню штока зміниться кут перекриття дроселів від 12–20°, при цьому коефіцієнт опору демпфувального елемента матиме значення 30–50, що відповідає раціональним значенням цього параметру.

Для реалізації закону зміни сили опору запропоновано криволінійну напрямну канавку, виконану на робочій поверхні гідроциліндра гасителя, довжина якої відповідає ходу штока. Профіль канавки повинен забезпечувати необхідний рівень коефіцієнту опору демпфувального елемента в залежності від поступального переміщення штока з поршнем, яке залежить від ваги вантажу. Отже в кожній точці ходу штока з поршнем канавка повинна ставити значення опору відповідне заданому закону.

Відповідно до цього, а також з урахуванням раціонально обраних параметрів побудовано профіль криволінійної прямої канавки графоаналітичним методом (рис. 3). Так аналітично визначено залежність коефіцієнту опору демпфувального елемента в залежності від кута перекриття дросельних отворів (рис. 2) і відстані, пройдені штоком в залежності від ваги вантажу. Потім переносимо проекції кута перекриття φ на проекції відстаней, пройдених штоком. В результаті перетину проекційних ліній отримуємо точки, які визначають кривизну прямої канавки (рис. 3). Отриману криву описано математичною залежністю методом найменших квадратів:

$$y = 17,8x^{0,5} - 21,8x^{0,4} - 0,26; \quad (11)$$

Довжина канавки з компоувальних міркувань прийнята 160 мм. Складається вона з чотирьох ділянок *a*, *b*, *v* і *z* (рис. 3). Ділянка *a* відповідає переміщенню штока при підйманні вантажу вагою до 25 % від максимальної вантажопідйомності крана і виконана довжиною 80 мм. На цій ділянці з метою вибору зазорів та провисань канатів і строп системи підвіски вантажу передбачена відстань для попереднього натягування вантажних канатів довжиною 40 мм від початку руху.

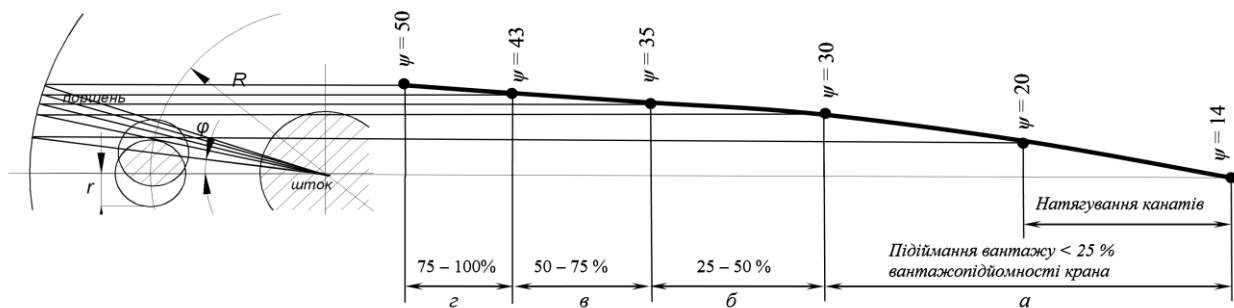


Рис. 3 – Побудова криволінійного профілю напрямної канавки

При збільшенні ваги вантажу до 25–50 % від максимальної вантажопідйомності шток з поршнем, долаючи силу пружини переміститься на ділянку *б*, довжина якої 35 мм. Відстань *в* має довжину 25 мм, цій ділянці канавки ставиться переміщення штока з поршнем при підйманні вантажу вагою від 50 до 75 % від максимальної вантажопідйомності. Збільшення ваги вантажу до 100 % призведе до переміщення штоку на ділянку *з*, довжина якої 20 мм.

Слід зазначити, що відрив вантажу від основи буде в той період, коли поршень знаходитиметься на встановленій силовою характеристикою ділянці напрямної канавки, а при його проходженні через попередні її ділянки буде відбуватися поступове натягування вантажних канатів. Тим самим забезпечивши попередній вибір зазорів в елементах механізму підймання та провисань стропів і канатів системи підвіски вантажу.

3.3. Методика розрахунку пружного елемента гасителя коливань

Сила опору гасителя складається з сили опору гідромеханічного елемента і сили опору пружного елемента. В запропонованій конструкції в якості пружного елемента використовується пружина, яка працює на стискання.

Розрахунок параметрів пружини виконано по формулам опору матеріалів.

Запишемо формулу для визначення міцності пружини:

$$\tau = \frac{M_k}{W_p} \left(1 + \frac{d}{2D_{cp}} \right), \quad (12)$$

де $M_k = F \cdot \frac{D_{cp}}{2};$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16};$$

D_{cp} – середній діаметр пружини;

d – діаметр витка пружини;

F – стискальна сила.

Осадка (деформація) пружини може бути знайдена:

$$\lambda = \frac{64 \cdot R_{cp}^3 \cdot n \cdot F}{Gd^4}, \quad (13)$$

звідси

$$F = \frac{Gd^4}{64R_{cp}^3 \cdot n} \cdot \lambda = \frac{Gd^4}{8D_{cp}^3 n} \cdot \lambda \quad (14)$$

або

$$\tau = \frac{Gd}{\pi D_{cp}^2 \cdot n} \cdot \left(1 + \frac{d}{2D_{cp}}\right) \cdot \lambda, \quad (15)$$

де n – число витків пружини;

λ – осадка пружини;

G – модуль зсуву матеріалу пружини.

Матеріал пружини сталь 65: σ_T –380 МПа; σ_e –660 МПа; G – 8×10^4 МПа.

Отже по формулам (13, 14) можна визначити параметри пружного елемента гасителя коливань при заданій стискаючій силі і деформації від стискання.

Висновки

- розроблено методику визначення основних розмірів та параметрів гідромеханічного і пружного елементів гасителя;

- побудовано профіль криволінійної напрямної канавки, що задає закон зміни опору гасителя коливань;

- визначено основні розміри і параметри гасителя коливань, а саме: діаметр дросельного отвору – 14мм; кількість дросельних отворів – 4 шт;

діаметр робочого циліндру – 250мм; діаметр поршня $250^{0,02}$ мм; діаметр штока 45 мм; робочий хід штока 160мм.

Список використаних джерел:

1. Семенюк В. Ф. Математическая модель процесса гашения колебаний металлоконструкции козлового крана / В. Ф. Семенюк, А. П. Марцинкевич // Підвищення ефективності технології та техніки для виконання вантажно-розвантажувальних, будівельних і колійних робіт на залізничному транспорті / Харк. держ. акад. залізн. трансп. – Х., 1999. – № 36. – С. 3–11.

2. Дорохов Н. Ю. Динамическое гашение колебаний мостових кранов с применением волновых цепных передач : дис. ... канд. техн. наук / Н. Ю. Дорохов. – Краматорск, 2006. – 135 с.

3. Подоляк О. С. Математична модель процесу гасіння коливань металокопструкції стрілових самохідних кранів / О. С. Подоляк, Л. А. Родіонов, А. О. Павлова // Вісн. Нац. техн. ун-ту «ХП». – Х., 2009. – Вип. 28. – С. 88–99.

4. Пат. 53198 на корисну модель Україна, МПК⁸ В 66 С 1/00 (2009). Саморегулювальний пристрій для зменшення динамічних навантажень вантажопідйомного механізму / О.С. Подоляк, І. І. Ісьєміні, О. В. Чернишенко (Україна) ; Укр. інж.-пед. акад. – № и 2010 04107 ; заявл. 08.04.2010 ; опубл. 27.09.2010, Бюл. № 18.

5. Сборник задач по машиностроительной гидравлике: учеб. пособие для машиностроит. вузов / Д. А. Бутаев, З. А. Калмыкова [и др.]; под. ред. И. И. Куколевского. – 4-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1981. – 464 с.

6. Котиев Г. О. Исследование рабочих процессов в пневмогидравлических устройствах систем пордессоривания гусеничных машин : учеб. пособие / Г. О. Котиев, А. А. Смирнов. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2001. – 80 с.

7. Дяченко М. Г. Основы расчета систем подрессоривания гусеничных машин на ЕВМ / М. Г. Дяченко, Г. О. Котиев. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 52 с.

8. Радин С. Ю. Влияние изменения сопротивления дросселей на демпфирующие свойства гидромеханических амортизаторов транспортных средств : автореф. ... канд. техн. наук / С. Ю. Радин. – Орел, 2009. – 20 с.

Подоляк О.С., Мельниченко О.А. «Методика визначення основних параметрів гідравлічного гасителя коливань механізму піднімання».

В статті запропонована методика визначення основних параметрів гідравлічного гасителя коливань, яка дозволяє реалізувати раціональний закон зміни його сили опору в залежності від ваги вантажу.

Ключові слова: гаситель коливань; коефіцієнт демпфування; вантаж; канати; механізм піднімання.

Подоляк О.С., Мельниченко А.А. «Методика определения основных параметров гидравлического гасителя колебаний механизма подъема».

В статье предложена методика определения основных параметров гидравлического гасителя колебаний, позволяющая реализовать рациональный закон изменения его силы сопротивления в зависимости от веса груза.

Ключевые слова: гаситель колебаний; коэффициент демпфирования; груз; канаты; механизм подъема.

Podolyak O.S., Melnichenko A.A. “Methodology of determination main parameters of hydraulic shock absorber of hoisting mechanism”.

In the article the methodology of determination main parameters of hydraulic shock absorber that allows to implement rational law of variation subject to load weight is suggested.

Key words: shock absorber, damping coefficient, load, ropes, hoisting mechanism.

Стаття надійшла до редакції 23 листопада 2011 р.

©Фідровська Н.М.

НАПРУЖЕННЯ В ОБИЧАЙЦІ КАНАТНОГО БАРАБАНА, ПІДСИЛЕНІЙ КІЛЬЦЯМИ ЖОРСТКОСТІ

1. Постановка проблеми

При роботі шахтних підйомних установок на багатьох барабанах відмічають деформацію обичайки. Причиною цього називають наявність перевантажень або динамічними зусиллями і значним зносом футеровки барабана, яка має призначення також і розвантаження оболонки барабану. Деформовану оболонку випрямляють за допомогою гідродомкрату і підсилюють додатковими ребрами жорсткості.

Навантаження оболонки барабану приводить до скрипіння при роботі підйомної установки, які пояснюють послабленням заклепок, розхитуванням швів, зносом або послабленням кріпленням болтів лобовини і ступиць. Тріщини виникають, як правило, в кільцевих швах лобовини з трубою жорсткості, з'являються радіальні тріщини лобовини, ребра мають тріщини по всій довжині шва зі ступицею. Невеликі тріщини в обичайці засвердлюють і заварюють, при тріщинах довжиною 100-200мм барабану підсилюють приваркою накладок з внутрішньої сторони обичайки.

2. Мета статті

Метою статті є створення розрахунку оболонки шахтного барабану, підкріпленої кільцями жорсткості, з урахуванням нерівномірності тиску, коефіцієнту тертя між канатом і барабаном, місці встановлення кілець і їх жорсткості.

3. Аналіз проблеми

Тріщини в обичайці, як правило, мають прогресуючий характер, вони значно зменшують міцність всього органу навивки.

Як бачимо, всі наведені випадки поломок шахтних барабанів вказують на неправильний підхід до вибору конструкції барабану, і в наслідок цього, подальшому ремонту. Посилення жорсткості барабана і зварних швів тільки погіршують роботу підйомної установки, зменшують її ресурс.

Розрахунки шахтних барабанів, які мають ребра і кільця жорсткості, не враховують концентрацію напружень, які виникають в місцях приварки.

4. Викладення основного матеріалу

Якщо оболонка має внутрішні діафрагми, то при цьому обов'язково з'являються додаткові дотичні зусилля, які обігають увесь контур оболонки. При вирішенні статично невирішених задач роботу діафрагм, як правило, не враховують, нехтуючи потенційною енергією їх деформації. Це справедливо тільки для випадку, коли діафрагми абсолютно жорсткі в своїй площині, а в подовж осі x абсолютно гнучкі. Але насправді це не так і між діафрагмами і оболонкою виникають зусилля, направлені вподовж осі x , якими, як правило, нехтують.

Розглянемо канатний барабан, підкріплений кільцями жорсткості, як змішану варіаційну систему, потенційна енергія якої – функціонал, який має додаткові члени, що не входили в підінтегральний вираз (3) [1]

$$U = \int_{x_0}^{x_1} \Gamma(x, f, f', f'') dx + \eta_1(x_0, f_0, f_0', f_0'') + \eta_2(x_1, f_1, f_1', f_1''), \quad (1)$$

де η_1 – потенційна енергія лобовини;

η_2 – потенційна енергія кільця жорсткості.

$$\eta_1 = \frac{\pi E F_l}{R} w^2(x); \quad (2)$$

$$\eta_2 = \frac{\pi E F_h}{R} w^2(x). \quad (3)$$

Тут F_l, F_h – площини поперечного перерізу відповідно лобовини і кільця жорсткості;

$w(x)$ – радіальні переміщення обичайки, які визначаються за формулою

$$w(x) = f(x) \cos n\varphi.$$

Природні граничні умови для вирішення змішаної варіаційної задачі будуть мати вигляд

$$\left[\frac{\partial \Gamma}{\partial f'} - \frac{d}{dx} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial f''} \right) + \frac{\partial \eta_1}{\partial f} \right]_{x=x_0} = 0; \quad (4)$$

$$\left[\frac{\partial \Gamma}{\partial f'} - \frac{d}{dx} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial f''} \right) + \frac{\partial \eta_2}{\partial f} \right]_{x=x_1} = 0. \quad (5)$$

Тоді ми отримаємо систему двох рівнянь

$$\begin{cases} \frac{D(n^2 - 1)(2 - \nu)}{R} \frac{\partial f}{\partial x} - \frac{DR}{2} \frac{\partial^3 f}{\partial x^3} + \frac{2\pi EF_l}{R} f(x) = 0 \\ \frac{D(n^2 - 1)(2 - \nu)}{R} \frac{\partial f}{\partial x} - \frac{DR}{2} \frac{\partial^3 f}{\partial x^3} + \frac{2\pi EF_h}{R} f(x) = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Рішення цієї системи дає змогу визначити коефіцієнти C_1 і C_2 рівняння (6) [1]

$$C_1 = \frac{b_5 - b_2 b_4 e^{-\rho \cos \psi l} \cos(\rho \sin \psi l)}{\cos(\rho \sin \psi l) (b_3 e^{\rho \cos \psi l} + b_1 b_4 e^{\rho(2 - \cos \psi l)})} \quad (7)$$

$$C_2 = \frac{b_1 b_5 e^{2\rho}}{\cos(\rho \sin \psi l) (b_3 e^{\rho \cos \psi l} + b_1 b_4 e^{\rho(2 - \cos \psi l)})} + b_2, \quad (8)$$

де

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{2\pi DAR^2 k^2 \mu^2 e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} (3\rho^2 + 4\rho + 1) + 2EF_l h^2}{2\pi DAR^2 k^2 \mu^2 e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi} (3\rho^2 + 4\rho + 1) - 2EF_l h^2}; \\ b_2 &= \frac{2Ahe^{\rho - k\mu \frac{L}{h} 2\pi} [EF_l - Dk\mu(n^2 - 1)(2 - \nu)]}{2\pi DAR^2 k^2 \mu^2 e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} (3\rho^2 + 4\rho + 1) - 2EF_l h^2}; \\ b_3 &= \frac{2\pi EF_h}{R} - \frac{4\pi^2 DRAk^2 \mu^2}{2h^2} e^{-k\mu \frac{L-l}{h} 2\pi} - \\ &- \frac{DR\rho\psi^3 \sin \psi L}{2} [2\rho \cos \psi l (2 + \rho \cos \psi l) + 1 + \rho^2 \cos 2\psi l]; \\ b_4 &= \frac{2\pi EF_h}{R} + \frac{4\pi^2 DRAk^2 \mu^2}{2h^2} e^{-k\mu \frac{L-l}{h} 2\pi} + \end{aligned}$$

$$+ \frac{DR\rho\psi^3}{2} \sin \psi L [2\rho \cos \psi l (2 + \rho \cos \psi l) + 1 + \rho^2 \cos 2\psi l];$$

$$b_5 = -\frac{2\pi AEF_h}{R} e^{-k\mu \frac{L-l}{h} 2\pi} - \frac{D(n^2-1)(2-\nu)}{R} \left[\frac{2\pi Ak\mu}{h} e^{-k\mu \frac{L-l}{h} 2\pi} - \rho\psi \sin \psi l \cos(\rho \sin \psi l) \right],$$

де L – довжина барабана;

l – відстань, на якій встановлене кільце жорсткості, і яка співпадає з довжиною навивки канату (найбільш несприятливий випадок);

R – радіус барабана;

h – крок навивки каната;

μ – коефіцієнт тертя

k – коефіцієнт, який враховує геометричні і пружні характеристики каната і барабана

$$k = \frac{E_k d_k}{E_b \sqrt{R\delta}},$$

де E_k, E_b – модулі пружності відповідно каната і барабана

d_k – діаметр каната;

δ – товщина стінки барабана.

Кільцеві нормальні напруження в обичайці визначаються за формулою

$$\sigma_\varphi = \frac{w(x)}{R} E. \quad (9)$$

Напруження у зварному шві визначаються за формулою

$$\sigma = \frac{M_0}{W} + \frac{Q_0}{F} = \frac{6m_0}{c^2} + \frac{Q_0}{c}, \quad (10)$$

де c – катет шва;

m_0 – поперечні моменти згину;

Q_0 – поперечна сила.

$$m_0 = D(\chi_\varphi + \nu\chi_x) \quad (11)$$

$$Q_0 = \frac{\partial m_0}{R \partial \varphi} + \frac{\partial m_{x\varphi \text{ дод}}}{\partial x} \quad (12)$$

Проведемо розрахунок для таких значень: $T = 40000$ Н, $\delta = 15$ мм, $R = 250$ мм, $t = 18$ мм, $l = 500$ мм, $r = 200$ мм, $c = 7$ мм, $\delta_k = 12$ мм, $d_k = 15,5$ мм, $E_k = 85 \cdot 10^3$ МПа.

Кільцеві нормальні напруження, які визначені за формулою (9), будуть дорівнювати $\sigma_\varphi = 12,7$ МПа.

Місцеві напруження, які будуть виникати в зоні зварних швів, визначені за формулою (10), складають

$$\sigma = 20,2 + 29,2 = 49,4 \text{ МПа}$$

Для порівняння визначимо напруження в обичайці барабана при відсутності кілець жорсткості, отримаємо $\sigma_\varphi = 5,4$ МПа.

Висновки

Проведене дослідження дало змогу отримати методику розрахунку місцевих напружень, які виникають в зоні зварних швів, з урахуванням нерівномірності навантаження, розмірів барабану і канату, коефіцієнта тертя, розмірів і місця встановлення кілець жорсткості. Проведений розрахунок доказує шкідливість постановки елементів жорсткості і негативний вплив їх на напружений стан обичайки барабана.

Список використаних джерел:

1. Фидровская Н. Н. Определение прогиба стенки цилиндрической оболочки с учетом краевых шпангоутов / Н. Н. Фидровская // Сб. научных трудов по материалам научно-практической конференции. – Одесса, 2010. – С. 9–13.

Фідровська Н.М. «Напруження в обичайці канатного барабана, підсиленій кільцями жорсткості».

В статті розглянуті проблеми, які виникають при роботі канатних барабанів, особливо шахтних і дається власне пояснення незадовільної їх

роботи. Проведений уточнюючий розрахунок обичайки барабану, яка підкріплена кільцями жорсткості з урахуванням місця установки кілець і їх жорсткості.

Ключові слова: канатний барабан, обичайка, кільця жорсткості, розрахунок, напруження.

Фидровская Н.Н. «Напряжения в обечайке канатного барабана, усиленной кольцами жесткости».

В статье рассмотрены проблемы, которые возникают при работе канатных барабанов, особенно шахтных и дается свое объяснение неудовлетворительной их работы. Проведен уточненный расчет обечайки барабана, которая подкреплена кольцами жесткости с учетом места установки колец и их жесткости.

Ключевые слова: канатный барабан, обечайка, кольца жесткости, расчет, напряжения.

Fidrovskaya N.M. “Stresses in the rope drum shell ring with reinforcing ring”.

In the article one considers the problems that appear while a work of mine drums and gives own explanation of their bad work. There was performed the calculation of the surface of a drum, that was fixed with the rings of rigidity with a refund of the place of installation for the rings and their rigidity.

Key words: rope drum, shell ring, reinforcing rings, calculation, stresses.

Стаття надійшла до редакції 2 грудня 2011 р.

©Ісьєміні І.І., Родіонов Л.А.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ МОСТОВИХ КРАНІВ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИМИ БУФЕРНИМИ ПРИСТРОЯМИ

1. Постановка проблеми

При наїзді вантажопідіймального крана на тупикові упори виникає ударне навантаження, яке негативно відбивається на металоконструкції крана та підкранових спорудах. Для пом'якшення можливого удару вантажопідіймальні крани обладнуються буферними пристроями [1]. Однак досвід експлуатації існуючих кранових буферних пристроїв показує їх недостатню надійність [2, 3].

2. Аналіз досліджень

Основними типами буферів, які застосовуються в піднімально-транспортних машинах, є резинові, пружинні, фрикційні та гідравлічні. Резинові буфери використовуються при швидкості наїзду до 1 м/с для кранів невеликої вантажопідйомності (до 5 т). Основним недоліком пружинних буферів є те, що вони мають різку віддачу, під час якої створюється явище удару в металоконструкції крана. Крім того, вони мають меншу енергоємність у порівнянні з гідравлічними буферами. Недоліки фрикційних буферів – складна конструкція та можливість самозаклинювання рухомих частин. Також вони мають велике осідання.

Найбільш ефективними є гідравлічні буферні пристрої [3, 4]. Вони працюють без віддачі та мають невелике осідання. В роботі [5] отримана система рівнянь, яка описує гальмування вантажопідіймальних кранів

гідравлічними буферами з постійним опором з урахуванням опору пересуванню та гнучкого підвісу вантажу

$$\begin{cases} (m_e + m_a)\ddot{x} - m_a l (\ddot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi) = Q_x = -\psi_x - \sum W \\ \ddot{\varphi} = \frac{a_i}{l} \cos \varphi - \frac{g}{l} \sin \varphi \end{cases}, \quad (1)$$

де m_e, m_a – маси крана та вантажу відповідно;

x – координата крана;

l – довжина гнучкого підвісу вантажу;

φ – кут відхилення вантажу від вертикалі;

Q_x – горизонтальна проекція сил, що діють на кран;

ψ_x – гідравлічний опір буфера;

$\sum W$ – зовнішні сили опору.

Однак гідравлічні буфера з дроселювальним отвором перемінного перерізу мають складну конструкцію, а розрахувати їх на необхідне зусилля не завжди є можливим, внаслідок чого виникає небезпека «жорсткого» наїзду. Буфери з дроселювальним отвором постійного перетину мають більші габарити та не здатні поглинути кінетичну енергію крана, що рухається з номінальною швидкістю, при регламентованому сповільненні 4 м/с² на малому відрізці шляху [3].

3. Постановка задач

Таким чином, необхідно провести дослідження динамічних процесів, які виникають при гальмуванні пневмогідравлічними буферними пристроями мостових кранів, що рухаються з номінальною швидкістю, з уповільненням меншим 4 м/с².

4. Основний матеріал

На рис. 1 показана схема наїзду крана буферним пристроєм на тупиковий упор.

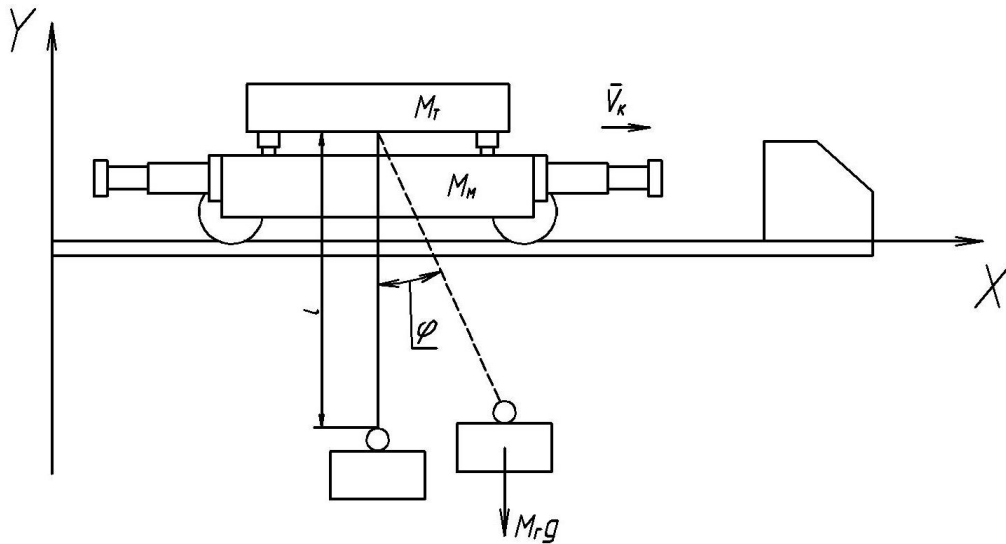


Рис. 1 – Схема наїзду крана на тупиковий упор

Система, представлена на рис. 1, є двохмасовою: M_K – маса крана (яка складається з маси моста M_M і маси візка M_T) і $M_{\bar{A}}$ – маса вантажу. Крім того, на рис. 1 прийняті такі позначення: l – довжина підвісу вантажу; φ – кут відхилення вантажу від вертикалі; \bar{V}_K – швидкість крана.

При підході крана до тупикових упорів повинний спрацьовувати кінцевий вимикач, який вимикає двигун механізму пересування, здійснюючи тим самим гальмування крана. На практиці ж є нерідкими випадки, коли кран наїжджає на тупиковий упор з увімкненими двигунами та вимкненими гальмами [6, 7]. Саме тому необхідно не тільки враховувати рушійну силу, але й виконувати розрахунок буферних пристроїв на швидкість пересування, яка дорівнює номінальній. Таким чином, рушійна сила має вигляд [8]:

$$F_{\bar{a}\bar{a}} = \frac{2M_{\bar{a}} \cdot i \cdot \eta}{D_K}, \quad (2)$$

де $M_{\bar{a}}$ – момент двигуна;

i – передавальне число редуктора;

η – ККД механізму пересування крана.

Оскільки ми розглядаємо самий небезпечний випадок наїзду крана буферними пристроями на тупикові упори, то ми повинні зважати на те, що

вантажний візок знаходиться в одному з кінців під візкового шляху. Тоді зведена маса крана буде мати такий вигляд:

$$M_K = 0,7 \frac{M_M}{2} + M_T. \quad (3)$$

На рис. 2 показана схема пневмогідравлічного буферного пристрою, що складається з гідроциліндра 1 та пневмогідроакумулятора 2. На схемі введені такі позначення:

x – переміщення поршня;

D_f – діаметр поршня;

$d_{i\grave{o}a}$ – діаметр дроселювального отвору.

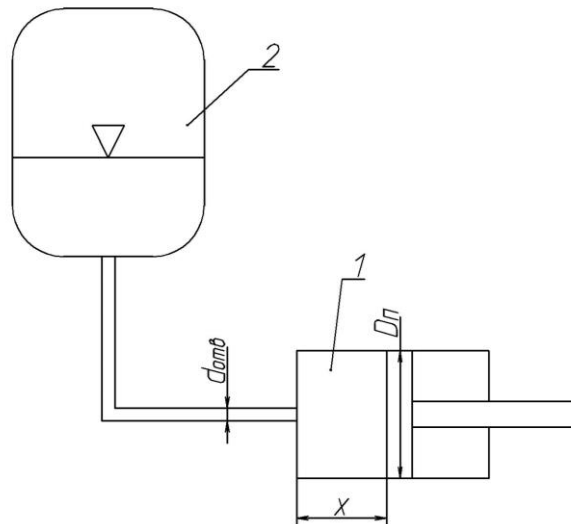


Рис. 2 – Схема пневмогідравлічного буферного пристрою

Пневмогідравлічний буферний пристрій створює гідравлічний і пневматичний опір. Гідравлічний опір буферного пристрою має такий вид [9]:

$$F_\psi = \alpha \dot{x}^2 \text{sign}(\dot{x}), \quad (4)$$

де \dot{x} – швидкість переміщення поршня;

α – коефіцієнт демпфування;

$$\text{sign}(\dot{x}) = \begin{cases} -1, \text{ а́ñëè } \dot{x} < 0; \\ 0, \text{ а́ñëè } \dot{x} = 0; \\ +1, \text{ а́ñëè } \dot{x} > 0. \end{cases}$$

Пневматичний опір буферного пристрою виражається таким чином:

$$F_{ii} = p_e S_{i\delta a}, \quad (5)$$

де p_e – кінцевий тиск газу в пневмогідроакумуляторі;

$S_{i\delta a}$ – площа перерізу дроселювального отвору.

Виходячи з того, що процес стиснення газу в пневмогідроакумуляторі є ізотермічним ($p_1 V_1 = p_2 V_2 = const$), кінцевий тиск в пневмогідроакумуляторі можна виразити як:

$$p_e = \frac{p_0 V_0}{V_0 - \frac{\pi D_i^2}{4} x}, \quad (6)$$

де p_0 – початковий тиск газу в пневмогідроакумуляторі;

V_0 – початковий об'єм газу в пневмогідроакумуляторі;

Залежність $F_{ii}(x)$ описується нелінійною функцією (рис. 3).

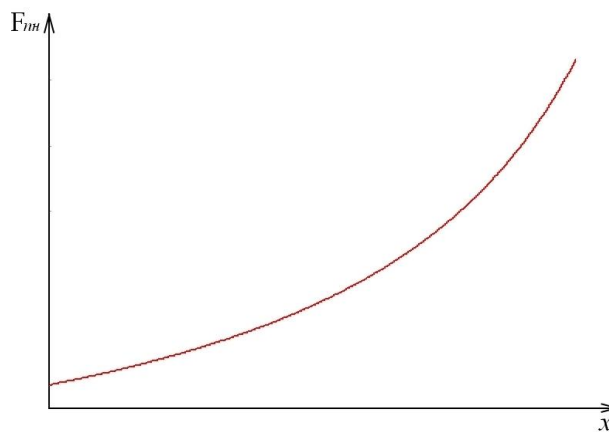


Рис. 3 – Графік залежності $F_{ii}(x)$

З рис. 3 видно, що характеристика пневматичного опору схожа на характеристику пружинного буфера (за трикутником). Але на відміну від опору пружини, пневматичний опір зростає плавніше, забезпечуючи постійну силу опору.

Переписавши рівняння (1) з урахуванням нових позначень і підставивши в них вирази (4-6), отримаємо:

$$\begin{cases} (M_{\bar{A}} + I_{\bar{E}}) \ddot{x} + I_{\bar{A}} \ddot{\varphi} l \cos \varphi - M_{\bar{A}} \dot{\varphi}^2 l \sin \varphi + W - F_{\bar{a}\bar{a}} = -\alpha \dot{x}^2 \operatorname{sign}(\dot{x}) - \frac{p_0 V_0}{V_0 - \frac{\pi D_i^2}{4} x} S_{i\delta a} \\ \ddot{x} \cos \varphi + \ddot{\varphi} l + g \sin \varphi = 0 \end{cases} \quad (7)$$

Розв'язання системи рівнянь (7) аналітично не є можливим, тому воно виконувалось числовим методом Рунге-Кутта за допомогою пакета прикладних програм Mathcad. В результаті розв'язання рівнянь (5) були побудовані графіки залежності швидкості, сповільнення та ударної сили від часу (рис. 4-6).

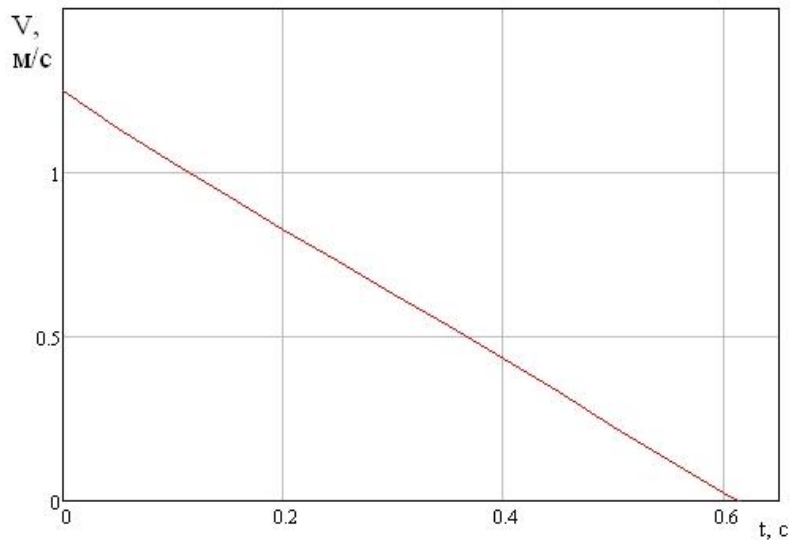


Рис. 4 – Графік залежності швидкості крана від часу

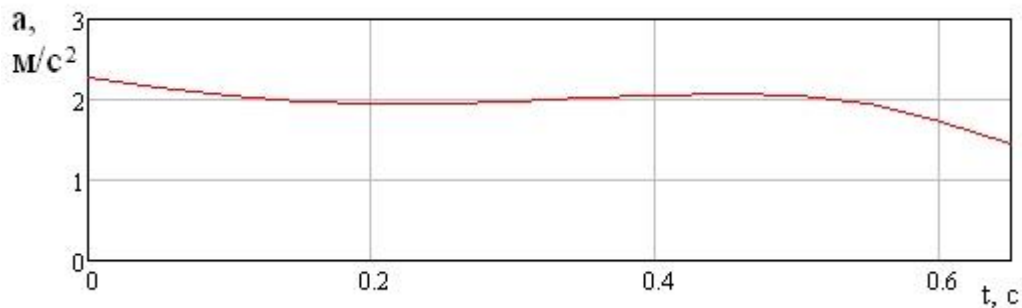


Рис. 5 – Графік залежності сповільнення крана від часу

З рис. 5 видно, що сповільнення крана є майже постійним, що дозволяє погасити швидкість крана плавно та на малому відрізці шляху. Рис. 6 показує, що найбільша ударна сила виникає в момент удару крана о тупиковий упор (при максимальному уповільненні). Знаючи ударну силу можна визначити необхідний діаметр поршня гідроциліндра, виходячи з заданого робочого тиску.

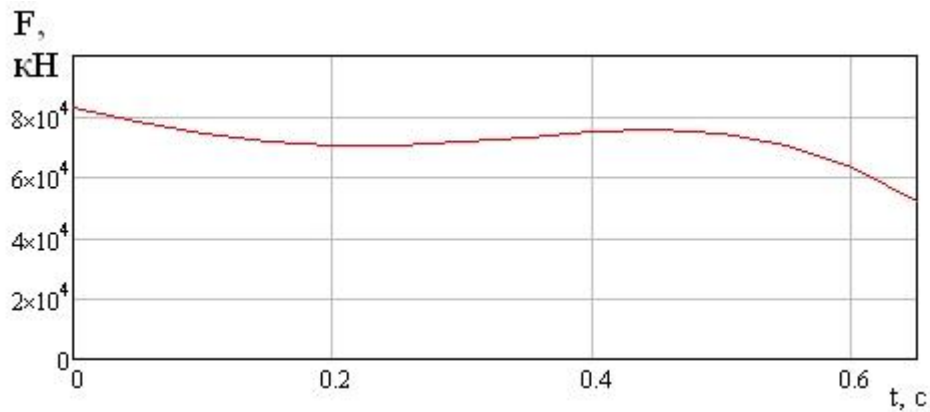


Рис. 6 – Графік залежності ударної сили від часу

Варіюючи початковий тиск в гідроаккумуляторі й його об'єм, можна отримати необхідні робочі характеристики пневмогідравлічного буферного пристрою, які забезпечують зупинку крана, що рухається з номінальною швидкістю на невеликому відрізці шляху з уповільненням до $2,5 \text{ м/с}^2$, що знаходиться в межах допустимого.

Висновки

Дослідження динамічних процесів при гальмуванні мостових кранів пневмогідравлічними буферними пристроями показало, що пневмогідравлічний буферний пристрій має властивості гідравлічного та пружинного буферів, що дозволяє здійснювати гальмування крана на малому відрізці шляху з постійним уповільненням. При цьому сповільнення крана відповідає нормам.

Отримана ударна сила, знаючи яку, можна розрахувати необхідний діаметр поршня гідроциліндра, виходячи з заданого робочого тиску.

Список використаних джерел:

1. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів : НПАОП 0.00-1.01-07 07/ Держ. департамент з нагляду за охороною праці України. – Х. : Форт, 2007. – 256 с.

2. Дейнега В. И. Защита мостовых кранов от ударов при наездах на тупиковые упоры : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05 / В. И. Дейнега. – Новочеркасск, 1988. – 137 с.

3. Джигкаев Т. С. Основы динамики мостовых перегружателей, кранов и их защита от ударов при наезде тележек на упоры : дис. ... д-ра техн. наук / Т. С. Джигкаев. – Новочеркасск, 2001. – 330 с.

4. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 2 / под общ. ред. М. М. Гохберга. – М.: Машиностроение, 1988. – 559 с.: ил.

5. Петухов П. З. О расчете гидробуферов / П. З. Петухов // Вопросы теории и работы ПТМ : сборник. – М. ; Свердловск : Машгиз, 1955. – Вып. 56. – С. 5–14.

6. Головин А. И. Аварии грузоподъемных кранов / А. И. Головин, В. В. Рахаев, Р. Н. Петров // Подъемно-транспортное дело. – 2008. – №4. – С. 15–18.

7. Иванов В. Н. Совершенствование защитных систем грузоподъемных кранов в тупиковых участках пути / В. Н. Иванов, И. И. Исьемини, И. Б. Седов // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2009. – № 5. – С. 13–16.

8. Ковальский Б. С. Грузоподъемные машины / Б. С. Ковальский ; Харьков. высш. командно-инж. уч-ще. – Харьков, 1963. – 216 с.

9. Лойцянский Л. Г. Курс теоретической механики : В 2-х т. Т. 2. Динамика / Л. Г. Лойцянский, А. И. Лурье. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1983. – 640 с.

Ісьєміні І.І., Родіонов Л.А. «Дослідження динамічних процесів при гальмуванні мостових кранів пневмогідролічними буферними пристроями».

В статті розглянуто динаміку гальмування мостових кранів пневмогідролічними буферними пристроями. Отримано ударну силу, що дозволяє визначати геометричні параметри гідроциліндра пневмогідролічного буферного пристрою, виходячи з заданого робочого тиску.

Ключові слова: мостовий кран, пневмогідравлічний буферний пристрій, ударна сила, уповільнення.

Исьемини И.И., Родионов Л.А. «Исследование динамических процессов при торможении мостовых кранов пневмогидравлическими буферными устройствами».

В статье рассмотрена динамика торможения мостовых кранов пневмогидравлическими буферными устройствами. Получена ударная сила, которая позволяет определить геометрические параметры гидроцилиндра пневмогидравлического буферного устройства, исходя из заданного рабочего давления.

Ключевые слова: мостовой кран, пневмогидравлическое буферное устройство, ударная сила, замедление.

Isyemini I.I., Rodionov L.A. “Research of dynamic processes of overhead cranes braking by pneumohydraulic buffers”.

In the article the dynamics of overhead cranes braking by pneumohydraulic buffers is considered. The impact force that allows to determine geometrics of hydraulic cylinder of pneumohydraulic buffer when operating pressure is required is obtained.

Key words: overhead crane, pneumohydraulic buffer, impact force, deceleration.

Стаття надійшла до редакції 7 грудня 2011 р.

©Фідровська Н.М., Григоров О.В.

УТОЧНЕНИЙ РОЗРАХУНОК КАНАТНОГО БАРАБАНАУ НА СТІЙКІСТЬ

1. Постановка проблеми

В навчальній літературі розрахунок стійкості канатних барабанів викладається на базі рішення Мізеса 1914 [1], яке пізніше було прийняте в роботах С.П. Тимошенка, Дінніка, А.А. Вайнсона, Дукельського та ін.

В цьому рішенні величина критичного радіального тиску недооцінюється, тому що в ньому не враховувалася пружна заділка країв обичайки, тим більше, що значення цього фактора не мале, так як довжина канатних барабанів невелика. Крім цього, величина радіального тиску, який виникає від намотаного канату, приймався постійним.

2. Мета статті

Метою статті є визначення критичного тиску оболонки кранового оболонки з урахуванням його геометричних параметрів і реальних умов навантаження.

3. Аналіз проблеми

Тиск, який діє на барабан при намотуванні канату внаслідок впливу сили тертя між канатом і барабаном і пружних властивостей канату тиск, буде змінюватися. Максимальний тиск буде діяти в точці сходу канату з барабану. Ми запропонували визначати рівняння зміни радіального тиску у вигляді [2]

$$p = p_0 e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi} \quad (1)$$

де μ – коефіцієнт тертя між канатом і барабаном;

l – довжина намотки канату;

h – крок намотування канату;

k – коефіцієнт, який враховує геометричні і пружні параметри канату і барабану:

$$k = \frac{E_k d}{E_b \sqrt{R \delta}} \quad (2)$$

де E_k, E_b – модуль пружності відповідно каната і барабана;

d – діаметр барабана;

R – радіус барабана;

δ – товщина оболонки барабану.

Ми отримали функції переміщень стінки барабана у вигляді [3]:

радіальних

$$w(x) = f(x) \cos n\phi \quad (3)$$

де

$$f(x) = \cos(\rho \sin \varphi x) (C_1 e^{\rho \cos \varphi x} + C_2 e^{-\rho \cos \varphi x}) + A e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi} \quad (4)$$

КОЛОВИХ

$$v(x) = \frac{p_0 e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi}}{E \delta^2} (\sin \gamma - \nu \cos \gamma) (\phi - \pi) - \frac{f(x) \sin n\phi}{n} \quad (5)$$

ПОДОВЖНІХ

$$u(x) = \frac{p_0 (1 - \nu^2) h e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi}}{2\pi k \mu E R \delta^2} \left[\cos \gamma - \frac{\nu}{1 - \nu^2} (\sin \gamma - \nu \cos \gamma) \right] \left(e^{k\mu \frac{2\pi x}{h}} - 1 \right) \quad (6)$$

4. Викладення основного матеріалу

Значення критичного тиску можна визначати різними методами. Для оболонок, які працюють в складних випадках навантаження, критичні напруження можна знайти, застосовуючи енергетичний метод з використанням умов суцільної рівноваги.

Запишемо умову рівності робіт внутрішніх і зовнішніх сил ортотропної конструкції, яке знаходиться в індиферентній рівновазі з радіальними переміщеннями w

$$U = \int_0^L \Gamma dx = 0 \quad (7)$$

де потенціальна енергія системи на одиницю довжини [4]

$$\Gamma = \oint \left[\frac{1}{2} m_\phi \chi_\phi + \frac{1}{2} m_x \chi_x + m_{x\phi} \chi_{x\phi} - m_{\phi 0} \chi_\phi \right] R d\phi \quad (8)$$

Підставляючи вирази (3), (4), (5) і (6) в рівняння (8) і вирішуючи рівняння (7) отримаємо

$$\left[\frac{(n^2 - 1)^2}{R^2} + \frac{24(1 - \nu^2)}{\delta^2} \right] b_1 - 2\nu(n^2 - 1)b_2 + R^2 b_3 + (1 - \nu) \frac{(n^2 - 1)^2}{n^2} b_4 - \frac{R^2 p_0}{D} b_5 + \frac{R^4 \delta p_0^2 b_6}{DE} (1 - \nu^2)^2 \left[\cos \gamma - \frac{\nu}{1 - \nu^2} (\sin \gamma - \nu \cos \lambda) \right]^2 = 0 \quad (9)$$

де

$$\begin{aligned} b_1 = & \frac{\rho}{\varphi} \sin \varphi L \left(\frac{C_1^2}{2} - 2C_2^2 + 2C_1 - 2C_2 - \frac{2C_1 C_2}{3} \rho_2 \sin 2\varphi L \right) + \\ & + L \left(\frac{\tilde{N}_1^2}{4} e^{2\rho} + C_1 C_2 + \frac{2C_1}{\varphi} + \frac{2C_2}{\varphi} \right) + A^2 e^{-k\mu \frac{2\pi L}{h}} \frac{h}{4k\mu\pi} \left(e^{2k\mu \frac{L}{h}} - 1 \right) \\ b_2 = & \frac{\rho\varphi}{2} \left[(e^{2\rho} + 1)(\cos \varphi L - 2)(C_1^2 - C_2^2) + \frac{\rho}{2} (\cos 2\varphi L - 2)(C_1^2 + C_2^2) \right] + \\ & + \frac{\rho\varphi}{2} \left[\frac{\rho\varphi C_1 C_2}{2} (1 - \cos \varphi L)(e^{-2\rho} + 1) + \frac{2\pi k\mu}{h} A^2 e^{-3k\mu \frac{2\pi L}{h}} \left(e^{3k\mu \frac{2\pi L}{h}} - 1 \right) \right] + \\ & + \frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} A \left[\frac{h}{2\pi k\mu} \left(e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} - 1 \right) + \frac{\rho}{\varphi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k\mu}{h} \cos \varphi L + \varphi \sin \varphi L \right)}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 4\varphi^2} \right] - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \frac{8\pi^3 k^3 \mu^3 \rho^2 A (C_1 - C_2)}{h^3 \varphi \left(\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 4\varphi^2 \right)} + \rho \varphi^2 A e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \frac{\left(e^{k\mu \frac{2\pi L}{h}} - 1 \right) \frac{2\pi k \mu}{h} \sin 2\varphi L}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + \varphi^2} - \\
& \quad 2\rho \varphi^3 A e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \frac{(\cos 2\varphi L - 1)(C_2 - C_1)}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + \varphi^2} - \\
& - \frac{\rho^2 \varphi}{2} A e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \frac{\left(e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} - 1 \right) \left[\frac{2\pi k \mu}{h} \sin 2\varphi L - 2\varphi (\cos 2\varphi L - 1) \right]}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 4\varphi^2} (C_1 + C_2) \\
& b_3 = \rho^2 \varphi^4 \left[\frac{\rho}{\varphi} (C_1^2 + C_2^2) \sin \varphi L + \frac{e^{2\rho L}}{2} (C_1^2 - C_2^2) - 2C_1 C_2 L \right] - \\
& - \frac{4\rho^5 \varphi^3 C_1 C_2 (\cos \varphi L - 1) (\cos^2 \varphi L - 2) - \rho^2 \varphi A \frac{2\pi k \mu}{h} e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} - 1 \right)}{3} - \\
& - \frac{8\pi^2 \rho^2 \varphi A k \mu e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} - 1 \right) \left[\frac{2\pi k \mu}{h} (\cos 2\varphi L - 1) + \varphi \sin 2\varphi L (C_1 - C_2) \right]}{h \left(\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 4\varphi^2 \right)} + \\
& + \frac{2\pi^2 \rho^3 \varphi A k^2 \mu^2 e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} (C_1 + C_2) \left(e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} - 1 \right) \left[\frac{2\pi k \mu}{h} (\cos 3\varphi L - 1) + 3\varphi \sin 3\varphi L \right]}{h^2 \left(\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 9\varphi^2 \right)} + \\
& + \frac{6p A k^2 \mu^2 \pi^2 (C_1 + C_2) e^{-k\mu \frac{2\pi L}{h}} \left[\frac{2\pi k \mu}{h} (\cos \varphi L - 1) - \varphi \sin \varphi L \right]}{h^2 \left(\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + \varphi^2 \right)} + \\
& + A \frac{16\pi^3 k^3 \mu^3}{h^3} e^{-4k\mu \frac{\pi L}{h}} \left(e^{4k\mu \frac{\pi L}{h}} - 1 \right)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
b_4 &= \frac{\pi k \mu}{h} A^2 e^{-4\pi k \mu \frac{L}{h}} \left(e^{4\pi k \mu \frac{L}{h}} - 1 \right) - \\
&- 4\pi \varphi \rho \frac{k \mu}{h} A e^{-k \mu \frac{2\pi L}{h}} (C_1 - C_2) \frac{\left(e^{k \mu \frac{2\pi L}{h}} - 1 \right) \left[\frac{2\pi k \mu}{h} \sin \varphi L - \varphi (\cos \varphi L - 1) \right]}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + \varphi^2} + \\
&+ 2\pi \rho^2 \frac{k \mu}{h} A e^{-k \mu \frac{2\pi L}{h}} (C_1 + C_2) \left(e^{k \mu \frac{2\pi L}{h}} - 1 \right) \frac{2\varphi (\cos 2\varphi L - 1) - \frac{2\pi k \mu}{h} \sin 2\varphi L}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 4\varphi^2} \\
b_5 &= \frac{Ah}{4\pi k \mu} + e^{-k \mu \frac{2\pi L}{h}} (C_1 + C_2) \frac{h}{2\pi \mu k} \left(e^{k \mu \frac{2\pi L}{h}} - 1 \right) + \\
&+ \rho \left(C_1 + \frac{C_2}{2} \right) \frac{\frac{\pi k \mu}{h} (\cos \varphi L - 1) + \varphi \sin \varphi L}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h} + \varphi^2} \\
b_6 &= \frac{h}{4\pi k \mu} \left(1 - e^{-k \mu \frac{2\pi L}{h}} \right)
\end{aligned}$$

Тоді критичний тиск буде визначатися за формулою

$$p_{kp} = \frac{a_1}{2} \pm \sqrt{\frac{a_1^2}{4} + a_2}, \quad (10)$$

де

$$\begin{aligned}
a_1 &= \frac{Eb_5}{1,172R^2\delta(1-\nu)^2b_6} \\
a_2 &= 2\nu(n^2-1)b_2 - \left[\frac{(n^2-1)^2}{R^2} + \frac{24(1-\nu^2)}{\delta^2} \right] b_1 - R^2b_3 - (1-\nu)\frac{(n^2-1)^2}{n^2}b_4
\end{aligned}$$

Висновки

Проведені розрахунки дають можливість визначення критичного тиску з урахуванням геометричних і пружних властивостей канату і стінки барабану, жорсткості закріплення лобовин. Це значно покращує розрахунок барабанів на стійкість і дає змогу приймати при їх проектуванні більш точні розміри, при цьому зменшуючи металомісткість механізму підйому.

Список використаних джерел:

1. Mises R. Der kritische Aussendruck zylindrische Rohre / R. Mises // Zeitschrift der VDI. – 1914. – Bd. 58, №19. – S. 750–755.

2. Фідровська Н. М. Циліндрична оболонка при вісі несиметричному тиску / Н. М. Фідровська // Науковий вісник будівництва. – Х. : ХДТУБА, ХОТВ АБУ, 2008. – Вип. 47. – С. 151–155.

3. Фидровская Н. Н. Влияние краевых шпангоутов на прогиб стенки цилиндрической оболочки / Н. Н. Фидровская // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. – Х., 2009. – Вип. 76. – С. 169–172.

4. Кан С. Н. Строительная механика оболочек / С. Н. Кан. – М. : Машиностроение, 1966. – 508 с.

Фідровська Н.М., Григоров О.В. «Уточнений розрахунок канатного барабану на стійкість».

В статті розглянуті питання стійкості оболонки кранового барабана з використанням енергетичного методу. Отримані рішення дозволяють оцінити стійкість оболонки реального барабана з урахуванням його геометричних і силових параметрів.

Ключові слова: розрахунок, канатний барабан, енергетичний метод, стійкість.

Фидровская Н.Н., Григоров О.В. «Уточненный расчет канатного барабана на устойчивость».

В статье рассмотрены вопросы стойкости оболочки кранового барабана с использованием энергетического метода. Полученные решения позволяют оценить стойкость оболочки реального барабана с учетом его геометрических и силовых параметров.

Ключевые слова: расчет, канатный барабан, энергетический метод, устойчивость.

Fidrovskaya N.N., Grigorov O.V. “Refined calculation rigidity of rope drum”

There had been considered the questions of the solidity of rope’s drum, with the use of energetic method. The gained result could let to evaluate the solidity of a real drum, considering its geometrical and force parameters.

Key words: calculation, rope drum, energy method, rigidity.

Стаття надійшла до редакції 7 грудня 2011 р.

©Кравцов М.К., Святуха А.А., Оболенская Т.А., Климова И.В.

ВЛИЯНИЕ ПОКРЫТИЙ НА ОСНОВЕ ЖИДКОГО СТЕКЛА НА ПРОЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ

1. Постановка проблемы

Применение различных покрытий сопрягаемых деталей, предполагаемые рядом исследователей как у нас в стране, так и за рубежом в целом ряде случаев либо не удовлетворяет тем или другим требованиям эксплуатации неподвижного соединения, либо сопряжено с определенной сложностью технологического процесса их реализации.

Поэтому наиболее рациональное направление поиска должно заключаться в нахождении такого способа соединения деталей, который сочетал бы в себе простоту и удобство его применения с обеспечением высокой напряженности и долговечности эксплуатации узла.

2. Анализ исследований

Промежуточные среды, применяемые в соединениях с натягом, в большей или меньшей степени повышают статистическую прочность и качество соединений по отношению к обычным тепловым соединениям. Степень повышения прочности и качества определяется соответствующим подбором компонентов смеси, а также связующего материала. Однако этот метод, несмотря на получение соединений с необходимым диапазоном прочности и качества, предотвратить полностью относительный сдвиг деталей при возникновении нагрузок превышающих допустимые, не позволяет. Вместе с тем во многих случаях возникает необходимость получения особо прочных соединений с натягом, практически не допускающих относительного сдвига деталей и выполняемых по возможности простым технологическим приемом. Особую сложность для увеличения прочности

представляют соединения с относительно малой длиной посадочной поверхности $\frac{1}{D} \ll 1$ и ограниченной жесткостью охватывающей детали, передающие либо воспринимающие значительные скручивающие и осевые нагрузки, например, зубчатые венцы различных механизмов. Поэтому представляет интерес использования в зоне трения соединений, собираемых тепловым методом промежуточной среды, превращающейся после образования натяга в плотное, прочное вещество, имеющее высокую адгезию к материалу сопрягаемых деталей и способствующее повышенной фрикционности.

3. Основной материал

При исследовании данной проблемы на охватываемую деталь перед сборкой с нагретой охватывающей наносился слой раствора жидкого стекла.

По этому способу осуществлена сборка и испытание следующих видов соединения:

1) экспериментальные соединения валов и втулок с размерами посадочных диаметров 40 и 60 в диапазоне натягов от 0,015 до 0,050 мм; материал валов и втулок – нормализованная сталь 45 с исходной шероховатостью посадочной поверхности соответственно $\sqrt{1,25}$ и $\sqrt{2,5}$.

2) натурные соединения зубчатого венца с корпусом дифференциала заднего моста (рис. 1) тракторного самоходного шасси Т-16М с размером посадочного диаметра 200 мм в диапазоне натягов от 0,145 мм до 0,280 мм. Материал корпуса дифференциала – высокопрочный чугун марки ВЧ 42-12 с исходной шероховатостью посадочной поверхности $\sqrt{2,5}$, материал зубчатого венца – сталь 45, HRC - 42 ...46 с исходной шероховатостью $\sqrt{2,5}$.

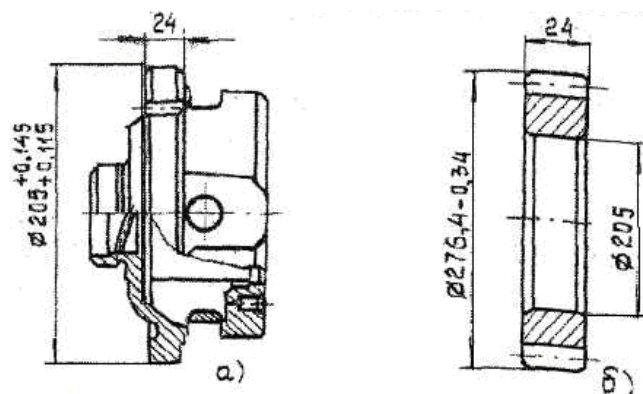


Рис. 1 – Натурные образцы для экспериментальных сборок:

- а) корпус дифференциала самоходного шасси Т-16М;
- б) зубчатый венец

По существующей технологии для соединения зубчатого венца с корпусом дифференциала, кроме прессовой посадки предусматривается дополнительное крепление сопрягаемых деталей четырьмя заклепками.

Для сравнительных испытаний были собраны по пять комплектов соединений каждого вида обычным тепловым методом и с нанесением перед сборкой на охватываемую деталь раствора жидкого стекла.

Сборка экспериментальных соединений осуществлялась путем свободного введения вала с нанесенным на его посадочную поверхность тонкого слоя раствора жидкого стекла в нагретую до температуры 250-280 °С втулку.

Сборка, натуральных образцов осуществлялась путем свободной насадки нагретого до температуры 200-220 °С зубчатого венца на посадочную поверхность дифференциала, предварительно покрытую тонким слоем раствора жидкого стекла.

Нанесение раствора жидкого стекла в обоих случаях производилось с помощью кисти на предварительно протертую бензином или ацетоном посадочную поверхность детали непосредственно перед сборкой.

После охлаждения собранного узла и выдержки в течение 3-х суток производилось испытание прочности скрепления деталей валов со втулками на осевой сдвиг путем выпрессовки, а зубчатых венцов с корпусом дифференциала на проворачивание относительно друг друга в специальном приспособлении (рис. 2).

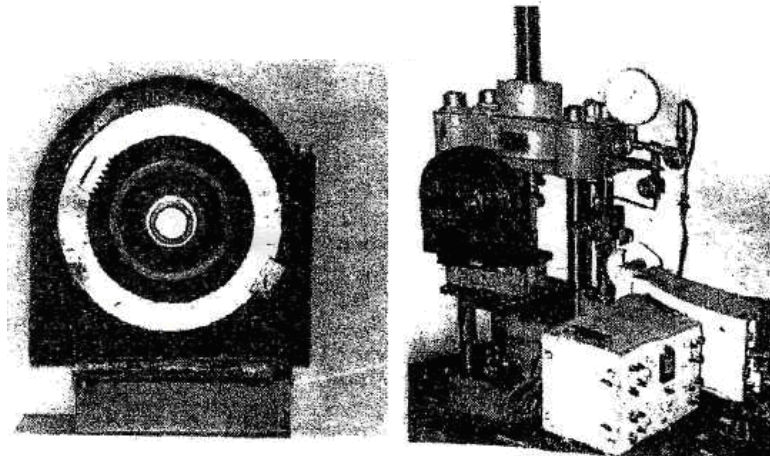


Рис. 2 – Испытание собранных натуральных соединений на относительный поворот:

а) приспособление для установки собранного соединения; б) общий вид установки для испытания на относительный проворот

В результате испытаний установлено, что для соединений валов со втулками \varnothing 40 мм с натягами от 0,015 мм до 0,050 мм, собранных обычным тепловым методом, усилие распрессовки составляло соответственно от $12 \cdot 10^4$ Н до $26 \cdot 10^4$ Н. Для тех же соединений, собранных с нанесением на вал раствора жидкого стекла, усилие при выпрессовке достигало $(70-75) \cdot 10^4$ Н, но относительного сдвига не наблюдалось. При дальнейшем возрастании усилия наступала необратимая деформация, выступающей со втулки хвостовой части вала (рис. 3).

Для соединений \varnothing 60 мм собранных с нанесением раствора жидкого стекла относительно сдвига не наблюдалось при усилении выпрессовки до $12 \cdot 10^4$ Н. Дальнейшее возрастание усилия также вызвало разрушение выступающей части вала. В обоих случаях на диаграмме выпрессовки запись усилия сопровождается крутым почти вертикальным ростом кривой без характерных скачков или других каких-либо изменений, что свидетельствует об абсолютном отсутствии относительно сдвига деталей собранного узла.



Рис. 3 – Результаты приложения осевого усилия при распрессовке соединений, собранных с покрытием вала жидким стеклом

Максимальный крутящий момент, обеспечивающий передачу усилия зубчатым венцом без его смещения относительно корпуса дифференциала, собранного тепловым методом, составил порядка 9500-10000 Н·м при натяге в соединении 0,240 мм. Соединения, собранные с нанесением перед сборкой раствора жидкого стекла, выдерживали передачу крутящего момента без относительного смещения деталей около 20000 Н·м. Дальнейшее возрастание крутящего момента приводило либо к выкрошиванию зуба зубчатого венца, либо к поломке корпуса дифференциала (рис. 4).

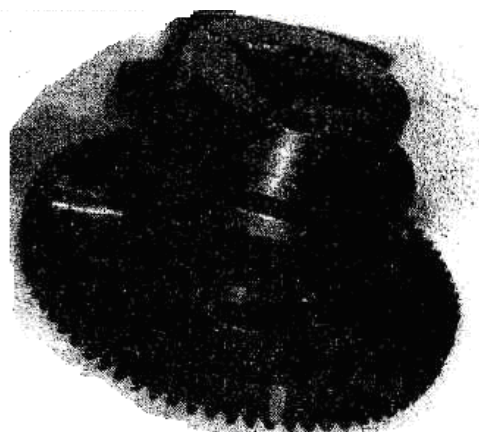


Рис. 4 – Результаты испытания натуральных образцов на относительный поворот, собранных с покрытием жидким стеклом

Многочисленное увеличение прочности еще раз подтверждает правильность предположений о существенном изменении физико-механических свойств промежуточной среды в зоне контакта сопрягаемых деталей, обусловленных

одновременным воздействием значительного удельного давления прессовой посадки и повышенной температуры нагретой охватывавшей детали.

К тому же при использовании раствора жидкого стекла между сопряженными поверхностями деталей, возможно появление множества мостиков микросварки, возникающих в результате контактирования обнажающихся микровыступов ювенильно чистыми поверхностями. Обнажение микровыступов происходит в связи с разрушением затвердевшего кремнезема, покрывающего весь микрорельеф зоны контакта, после приложения сдвигающей нагрузки.

С возрастанием нагрузки увеличивается количество точек микросварки, а следовательно, и фрикционность соединения в целом. Наглядным подтверждением высокой фрикционности контактирующих деталей может служить анализ состояния посадочных поверхностей деталей соединения после разборки, осуществленной специальным индукционным нагревателем (рис 1). После тепловой разборки соединения, к валу которого предварительно прикладывалась осевая нагрузка с целью осуществления разборки выпрессовкой, отчетливо видна мелкая сыпь, по характеру напоминающая наждачное полотно. Поэтому смещение указанных сопряженных поверхностей приложением нагрузки (как осевой, так и скручивающей) относительно друг друга крайне затруднительно и практически невозможно без возникновения необратимых деформаций в деталях неподвижного соединения. При этом прочность скрепления деталей соединения, в случае приложения нагрузок, превышающих расчетные, будет лимитироваться уже прочностными характеристиками материала деталей соединения с натягом.

Таким образом, использование данного способа соединений деталей может найти широкое применение в различных узлах машин и механизмов, где имеются неподвижные соединения, передающие либо воспринимающие значительные осевые и скручивающие нагрузки. Значительное повышение прочности соединений с натягом создает возможность существенно снизить натяги, а, следовательно, и напряженное состояние деталей, что позволит увеличить надежность и долговечность эксплуатации механизма в целом.

Использование рассмотренного способа соединений деталей создает также реальные предпосылки исключить во многих неподвижных цилиндрических соединениях шпоночные, штифтовые и шлицевые крепления деталей и тем самым упростить изготовление машин и механизмов, снизить их стоимость.

Особую эффективность данный способ приобретает у соединений, имеющих значительные размеры диаметра, сравнительно малую длину посадочной поверхности, ограниченную жесткость охватываемой детали, например зубчатые венцы, бандажы, кольца, и др. Эти детали в процессе эксплуатации претерпевают значительный износ и поэтому, как правило, после предельного износа, повторно не используются в связи с чем снятие их с охватываемой детали может осуществлено как тепловым методом с помощью индукционных нагревателей, так и путем разреза газовой горелкой либо механической пилой.

Выводы

Проведенные в работе теоретические и экспериментальные исследования позволили получить данные, необходимые для выбора оптимального состава промежуточной среды в соединениях с натягом, обеспечивающего требуемую их прочность при статических и динамических нагрузках, и определить основные параметры деформированного слоя, оказывающего существенное влияние на несущую способность неподвижных соединений.

Список использованных источников:

1. Григорьев П. Н. Растворимое стекло : получение, свойства и применение / П. Н. Григорьев, М. А. Матвеев. – М. : Госстройиздат, 1956. – 443 с.: ил.
2. Аппен А. А. Температурустойчивые неорганические покрытия / А. А. Аппен. – Л. : Химия, 1976. – 295 с.
3. А. с. № 1232453 СССР, МПК⁶ 4 В 23 Р 11/02. Способ сборки деталей с натягом / А. А. Святуха, М. К. Кравцов, В. А. Любов (СССР) ; Укр. заоч. политехн. ин-т. – Оpubл. в Б.И. 1984, №19.

4. Святуха А. А. Прочность неподвижных соединений узлов шахтных конвейеров, собранных тепловым способом с применением промежуточных сред / А. А. Святуха, В. О. Галета, М. К. Кравцов, В. А. Белостоцкий // Прочность и долговечность горных машин : [сб. статей] / Укр. заоч. политехн. ин-т. – М. : Недра, 1984. – Вып. 6. – С. 126–132.

5. Святуха А. А. Усталостная прочность валов неподвижных соединений собранных тепловым методом с применением покрытий / А. А. Святуха, В. А. Белостоцкий, В. А. Любов // Вестник машиностроения. – 1980. – № 3.

Кравцов М.К., Святуха А.А., Оболенская Т.А., Климова И.В. «Влияние покрытий на основе жидкого стекла на прочность соединений с натягом».

В статье рассматриваются вопросы повышения прочности и качества путем подбора соответствующих компонентов смеси, а также связующего материала.

Приведем анализ состояния посадочных поверхностей деталей соединения после разборки, что подтверждает достаточно высокую фрикционность контактирующих деталей при данном методе.

Ключевые слова: соединение, натяг, промежуточные среды, жидкое стекло.

Кравцов М.К., Святуха А.А., Оболенська Т.О., Клімова І.В. «Вплив покриття на базі рідинного скла на міцність з'єднань із натягом».

У статті розглядаються питання підвищення міцності і якості шляхом підбору відповідних компонентів суміші, а також сполучного матеріалу.

Наведемо аналіз стану приземних поверхонь деталей з'єднання після розбирання, що підтверджує достатньо високу фрикційність контактуючих деталей при даному методі.

Ключові слова: з'єднання, натяг, проміжні середовища, рідинне скло.

Kravtsov M.K., Svyatuha A.A., Obolenskaya T.A., Klimova I.V. “The influence of the coating in the liquid glass base for the strength of the connections with tightness”.

The problems of the increase of strength and property by means of corresponding components mixture selection, and also connection materials are examined in the article.

The state analysis of fit surfaces for connection details after dismantling is adduced, that confirms the quite enough the high friction of the contact details for this method.

Key words: connection, tightness, interval mediums, liquid glass.

Стаття надійшла до редакції 12 жовтня 2011 р.

©Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Тисленко О.Б.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОГО ПОЛЯ НАПРУЖЕНЬ У КАНАТАХ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МЕХАНІЗМІВ

1. Постановка проблеми

Дослідження динамічного поля напружень у канатах вантажопідйомних механізмів та пристроїв, таких як ліфти та шахтні підйомники, є важливою для практичних застосувань задачею. Тому, вивченню проблеми обчислення динамічних напружень, які виникають у канатах вказаних вище механізмів та пристроїв, присвячена велика кількість робіт. Виявилось, що без врахування зміни довжини канату по суті не вдається отримати модель системи, яка складається з канату і барабану, яка достатньо адекватна натурній. Необхідно врахувати також, що канат на барабані й поза ним навантажується по-різному. Це зв'язано з тим, що поза барабаном канат вільно провисає, у той час як на барабані виникають сили тертя між канатом та барабаном.

Якщо коефіцієнт тертя канату з барабаном досить великий, відбувається прилипання канату до барабану.

Якщо коефіцієнт тертя канату з барабаном не дуже великий, відбувається проковзування канату вповодж барабану. При цьому умови навантаження канату на барабані виявляються різними у випадку в'язкого чи сухого тертя.

2. Аналіз останніх публікацій по темі дослідження

Задача про відшукання пружних напружень у канатах змінної довжини для великих значень коефіцієнту тертя була розв'язана у роботах [1-5]. У припущенні, що проковзування канату по барабану не відбувається, задача для цього випадку була зведена до розв'язку хвильового рівняння у області зі змінними границями. Завдяки розробленому методу побудови хвиль, які

відбиваються від рухомої границі, було отримане точне рішення такої задачі, яке представляє собою сукупність хвиль, що розповсюджуються у канаті.

На основі підходів, розвинутих у роботі [6], автору [7, 8] вдалося вивести рівняння пружних переміщень у підйомних канатах, котрі намотуються на барабан, із врахуванням сил тертя. При цьому гранична задача представляє собою таку, що має змінну структуру, а границя між різними структурами є рухомою. Отриманий розв'язок такої задачі у квадратурах у вигляді хвиль, які розповсюджуються у канаті. На границі розділу виникають як відбиті, так й заломлені хвилі. Твердження про те, що така задача може бути розв'язана у квадратурах, засноване на тому, що зараз вже розв'язані крайові (граничні) задачі для областей з рухомими границями, як для хвильового рівняння [1-5], так і для телеграфного рівняння [7, 8].

3. Мета роботи

Метою роботи є отримання нових (неперіодичних) розв'язків рівнянь стану канату, як на барабані, так і поза барабаном, наведених у [8], методом [9, 10].

4. Виклад основного змісту дослідження

1. Рівняння стану канату.

Канат розглядається як гнучка нитка, тобто напруження вигину у канаті набагато менші за напруження розтягу (тому першими можна знехтувати). Канат намотується на барабан радіусу r . Внаслідок того, що напруження вигину не враховуються, канат можна вважати прямолінійним. Один кінець канату закріплений на барабані. Початок вісі X розміщуємо у точці закріплення канату на барабані й вісь X спрямовуємо вдовж поздовжньої осі канату, у бік вантажу, який піднімається канатом. Додатній напрямок пружних переміщень у канаті, що позначаються через $u(x,t)$, будемо вважати співпадаючим з додатнім напрямком вісі X .

1.1. В'язке тертя.

Пружні переміщення у канаті, розміщеному на барабані, у випадку в'язкого тертя описуються наступним телеграфним рівнянням [8]:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - \frac{\mu}{ES} \cdot \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} = 0, \quad (1)$$

де $a^2 = \frac{E}{\rho}$, E – модуль пружності (Юнга) матеріалу канату;

ρ – його щільність;

μ – коефіцієнт в'язкого тертя для канату в цілому,

S – площа поперечного перерізу канату.

1.2. Сухе тертя.

У цьому випадку необхідно враховувати тиск канату на барабан, котрий виникає внаслідок наявності зусилля, що розтягує канат $P(x,t)$. Такий лінійний тиск, тобто тиск на одиницю довжини канату, позначимо $p(x,t)$. У свою чергу, наявність тиску канату на барабан викликає появу сили тертя канату з барабаном при спробі проковзування канату по барабану. Напрямок сили тертя буде протилежним напрямку проковзування канату по барабану. Це проковзування обумовлене пружними переміщеннями у канаті.

Тоді лінійна, тобто віднесена до одиниці довжини канату, сила тертя $f(x,t)$ буде визначатись виразом [6]:

$$f(x,t) = -\beta \cdot p(x,t) \cdot \operatorname{sign}\left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial t}\right), \quad (2)$$

де β – коефіцієнт тертя канату з барабаном.

У роботі [8] показано, що:

$$p(x,t) = \frac{E \cdot S}{r} \cdot \frac{\partial u(x,t)}{\partial x}. \quad (3)$$

Тоді формула (2) набуває вигляду:

$$f(x,t) = -\frac{\beta \cdot E \cdot S}{r} \cdot \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x}\right) \cdot \operatorname{sign}\left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial t}\right). \quad (4)$$

Рівняння, яке описує пружні переміщення у канаті, що намотується на барабан у випадку сухого тертя, має наступний вид [8]:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - \frac{\beta}{r} \cdot \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \cdot \operatorname{sign}\left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial t}\right) = 0. \quad (5)$$

По суті, рівняння (5) представляє собою нелінійне телеграфне рівняння.

1.3. Залежність коефіцієнту в'язкості від тиску.

Коефіцієнт в'язкого тертя канату з барабаном, взагалі кажучи, залежить від величини тиску канату на барабан, тобто $\mu = \mu(p(x,t))$. У цьому випадку рівняння (1) із врахуванням рівності (3) приймає наступний вигляд [8]:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - \frac{\mu \left(\frac{ES}{r} \cdot \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)}{ES} \cdot \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial t} \right) = 0. \quad (6)$$

Слід зазначити, що для будь-якої функції $\mu = \mu(p(x,t))$ телеграфне рівняння (6) буде залишатись нелінійним.

1.4. Відсутність тертя.

При розгляді елемента канату, що розміщений поза барабаном, можна отримати рівняння для пружних переміщень канату поза барабаном виду [8] стандартного хвильового (лінійного) рівняння у частинних похідних:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = 0. \quad (7)$$

1.5. Постановка задачі для канату в цілому

Таким чином, задача для канату в цілому виглядає наступним чином [8]. Рівняння пружних переміщень у частині канату, яка розміщена на барабані, буде представлена одним з телеграфних рівнянь (1) чи (5) або (6). Рівняння пружних переміщень у частині канату, яка звисає з барабану, буде представлене хвильовим рівнянням (7). Тобто, пружні переміщення канату у двох різних його частинах описуються різними диференціальними рівняннями. У якості роздільника цих двох частин канату виступає точка початкового контакт канату з барабаном. Позначимо координату цієї точки через X_k . Якщо вісь X буде рухатись разом із канатом, тоді точка X_k буде залишатись нерухомою. Задля зручності постановки граничних (крайових) задач розділимо рух канату на переносний та відносний рухи. Під переносним рухом канату будемо розуміти рух канату як абсолютно твердого тіла зі швидкістю $V(t)$, де $V(t)$ – лінійна швидкість центральної вісі

канату на барабані. Тоді у відносному русі всі точки канату будуть здійснювати тільки пружні переміщення. Тобто, у ейлеровій системі координат всі точки канату будуть мати постійні координати. І тільки точка X_k буде рухатись зі швидкістю $V(t)$. Інакше кажучи, буде виконуватись рівність:

$$X_k = V(t) \cdot t, \quad \dot{X}_k = V(t), \quad (8)$$

де $\left(\dot{} \right) \equiv \frac{d}{dt}()$.

Таким чином, у такій постановці області, у яких справедливе чи телеграфне, чи хвильове рівняння, будуть мати змінні границі, й границя між цими областями буде визначатись рівністю (8). На даній границі повинні залишатись неперервними або пружні переміщення, або напруження. Умова неперервності пружних переміщень на границі розділу буде мати наступний вид [8]:

$$u(X_k + 0, t) = u(X_k - 0, t). \quad (9)$$

Умова неперервності пружних напружень на границі розділу буде виглядати наступним чином [8]:

$$\frac{\partial u(X_k + 0, t)}{\partial x} = \frac{\partial u(X_k - 0, t)}{\partial x}. \quad (10)$$

Таким чином, задача про пружні переміщення у канаті, який намотується на барабан, зведена до крайової задачі зі зміною структурою, причому границя між різними структурами є рухливою. Розв'язок такої задачі може бути отриманий у квадратурах у вигляді хвиль, що розповсюджуються. При цьому на границі розділу будуть виникати як відбиті, так і заломлені хвилі. Зараз вже розв'язані крайові задачі для областей з рухливими границями, як для хвильового рівняння [1-5], так й для телеграфного (лінійного) рівняння [7]. Нижче отримані неперіодичні хвильові розв'язки лінійного/нелінійного телеграфних рівнянь методами, розвиненими у роботах [9, 10].

2. Точні розв'язки телеграфного рівняння для неперіодичних полів.

Рівняння (1) представляє собою найпростіший приклад телеграфного рівняння, яке широко використовується для опису хвильових процесів у дисипативних середовищах.

Вводячи характерний час встановлення поля деформацій T ,

$$T = \frac{2ES}{a^2 \cdot \mu}, \quad (11)$$

можна представити традиційний розв'язок (1), який описує затухаючі синусоїдальні хвилі, які характеризуються комплексним хвильовим числом K :

$$K = \frac{w}{V} \cdot \sqrt{1 + 2i(wT)^{-1}}; V \equiv a. \quad (12)$$

Поряд з розв'язком (12) та розв'язком, що може бути поданий у виді інтегралів за траєкторіями [10], рівняння (1) описує й несинусоїдальні поля у часовій області. Користуючись нормованими змінними:

$$u = A = A_0 \cdot f, \tau = t \cdot T^{-1}, \eta = X / (V \cdot T), \quad (13)$$

можна переписати (1) у безрозмірному виді:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial \eta^2} - \frac{\partial^2 f}{\partial \tau^2} = 2 \cdot \frac{\partial f}{\partial \tau}. \quad (14)$$

Точні аналітичні розв'язки безрозмірного телеграфного рівняння (14), які описують переміщення змінного неперіодичного поля деформації, представляються у формі [9, 10]:

$$f = \sum_q a_q \cdot \bar{f}_q, \quad (15)$$

$$\bar{f}_q = \frac{1}{2} \cdot (\Theta_{q-1} + \Theta_{q+1} - 2\Theta_q) = \frac{\partial \Theta_q}{\partial \tau}, \quad (16)$$

$$\Theta_q = \exp(-\tau) \cdot \left(\frac{\tau - \eta}{\tau + \eta} \right)^{q/2} \cdot I_q \left(\sqrt{\tau^2 - q^2} \right), \tau \gg \eta. \quad (17)$$

Тут I_q – модифікована функція Бесселя; індекс q визначається (як і постійні коефіцієнти a_q) з граничних умов. Часові та просторові похідні від U обчислюються за формулою (16) та :

$$\frac{\partial \Theta_q}{\partial \eta} = -\frac{1}{2} \cdot (\Theta_{q-1} - \Theta_{q+1}). \quad (18)$$

Характерні властивості нероздільних функцій θ_q , що описують поле деформацій у канаті, зводяться до наступних

$$\Theta_q(\tau, \eta) \Big|_{\tau = \eta} = 0, q > 0.$$

$$1. \quad \Theta_q(\tau, \eta) \Big|_{\tau = \eta} = 0, q > 0. \quad (19)$$

2. Користуючись відомою асимптотикою функцій $I_q(u)$

$$I_q(u) \Big|_{u \gg 1} = \frac{\exp(-u)}{\sqrt{2\pi u}} \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n \cdot \tilde{A}(q+1/2+n)}{(2\pi)^n \cdot \tilde{A}(q+1/2-n)}, \quad (20)$$

де Γ – гама-функція, можна знайти закон спадання поля \bar{f}_q (16) у будь-якому перерізі при $\tau \gg \eta$:

$$\bar{f}_q \Big|_{\tau \gg \eta} = -\frac{1}{2\sqrt{2\pi}} \cdot \tau^{-3}. \quad (21)$$

Суттєвим є й те, що нестационарні поля деформацій у канаті характеризуються природним масштабом часу T (11).

За наявності сил сухого тертя рівняння (5) можна подати у вигляді:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \mp \frac{\beta}{r} \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad (22)$$

де верхній знак відповідає ситуації $\frac{\partial u}{\partial t} > 0$, а нижній знак останнього члена (22) –

при якій $\frac{\partial u}{\partial t} < 0$.

Вводячи знову заміну змінних у (22) типу (13), отримаємо:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial \tau^2} - \frac{\partial^2 f}{\partial \eta^2} \pm \frac{\beta \cdot a \Gamma}{r} \cdot \frac{\partial f}{\partial \eta} = 0. \quad (23)$$

Якщо ввести характерний час встановлення поля деформацій у канаті T за формулою:

$$T = \frac{2r}{\beta \cdot a}. \quad (24)$$

тоді матимемо замість (23) наступне рівняння:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial \tau^2} - \frac{\partial^2 f}{\partial \eta^2} \pm 2 \frac{\partial f}{\partial \eta} = 0. \quad (25)$$

Кожне з рівнянь (25) має розв'язки, схожі на (15)-(17), але:

а) при $\frac{\partial u}{\partial t} > 0$ маємо:

$$\begin{cases} f^* = \sum_q a_q^* \cdot \bar{f}_q^*; \bar{f}_q^* = \frac{1}{2} \cdot (\Theta_{q-1}^* + \Theta_{q+1}^* - 2\Theta_q^*) = \frac{\partial \Theta_q^*}{\partial \tau}; \\ \Theta_q^* = \exp(\eta) \cdot \left(\frac{\eta + \tau}{\eta - \tau}\right)^{q/2} \cdot I_q(\sqrt{\eta^2 - \tau^2}); \end{cases} \quad (26)$$

б) при $\frac{\partial u}{\partial t} < 0$ маємо:

$$\begin{cases} f^{**} = \sum_q a_q^{**} \cdot \bar{f}_q^{**}; \bar{f}_q^{**} = \frac{1}{2} \cdot (\Theta_{q-1}^{**} + \Theta_{q+1}^{**} - 2\Theta_q^{**}) = \frac{\partial \Theta_q^{**}}{\partial \tau}; \\ \Theta_q^{**} = \exp(-\eta) \cdot \left(\frac{\eta - \tau}{\eta + \tau}\right)^{q/2} \cdot I_q(\sqrt{\eta^2 - \tau^2}). \end{cases} \quad (27)$$

Величини $\frac{\partial u}{\partial t}$ та $\frac{\partial u}{\partial x}$ знаходяться за допомогою формул типу (16), (18):

$$\frac{\partial u}{\partial t} = +\frac{A_0}{VT} \cdot \sum_q a_q \cdot e_q, \quad \frac{\partial u}{\partial x} = +\frac{A_0}{VT} \cdot \sum_q a_q \cdot h_q. \quad (28)$$

Гармоніки e_q та h_q у (28) мають вид:

$$e_q = \frac{1}{4} \cdot (\Theta_{q-2} - 4 \cdot \Theta_{q-1} + 6 \cdot \Theta_q - 4 \cdot \Theta_{q+1} + \Theta_{q+2}), \quad (29)$$

$$h_q = \frac{1}{4} \cdot (\Theta_{q-2} - 2 \cdot \Theta_{q-1} + 2 \cdot \Theta_{q+1} - \Theta_{q+2}). \quad (30)$$

Приклади просторово-часової еволюції гармонік e_q та h_q показані на рис. 1.

Цікаво зазначити деякі особливості полів, які формуються гармоніками (29), (30):

а) на відміну від процесу затухання гармонічних хвиль, що характеризується єдиним значенням декременту затухання часової та просторової похідних від поля переміщення $u(x,t)$, темпи спадання максимумів гармонік e_q та h_q різні. Як видно з рис.1., відношення піків огинаючих гармонік e_2 при $\eta = 2$ й $\eta = 0$ складає $\gamma_e = 0,2$; аналітичне співвідношення для гармоніки h_2 складає $\gamma_m = 0,3$. Зазначимо, що відношення піків огинаючих у

точках $\eta = 2$ й $\eta = 0$ для синусоїдальних хвиль з частотою ω складає у випадку $(\omega T)^2 \gg 4, \gamma_s = 0,136$ (12), тому $\gamma_m > \gamma_e > \gamma_s$; таким чином, неперіодичні гармоніки можуть затухати повільніше, ніж синусоїдальні хвилі;

б) розповсюдження гармонік полів супроводжується швидким розпливанням огинаючих;

в) темпи розпливання просторової та часової похідних від $u(x,t)$ негармонічного поля у канаті різні.

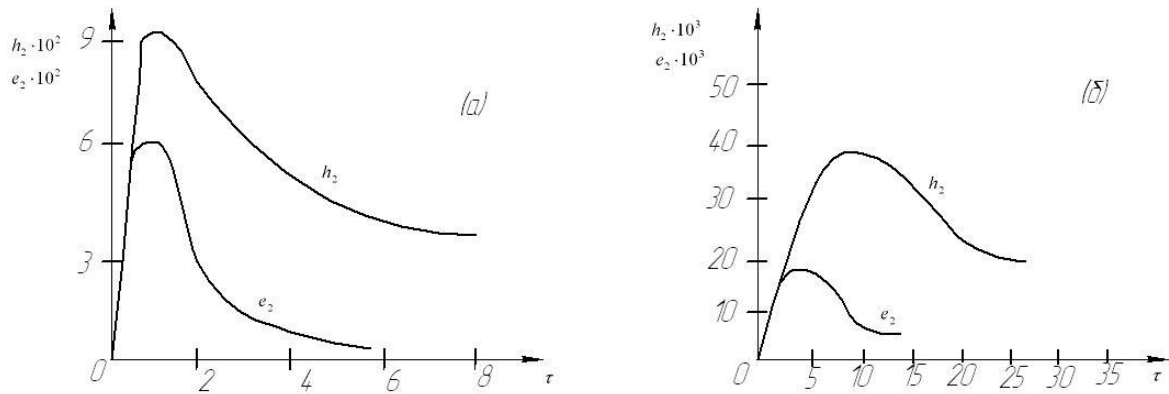


Рис. 1 – Несинусоїдальні гармоніки $\frac{\partial u}{\partial t}(e_2)$ та $\frac{\partial u}{\partial x}(h_2)$ складових

нестационарного поля $u(x,t)$ канату у точках $\eta = 0$ (а) й $\eta = 2$ (б); $\tau = t \cdot T^{-1}$

Висновки

1. Проведений динамічний аналіз полів напружень, деформацій, швидкостей переміщень та самих переміщень у канатах вантажопідйомних механізмів та пристроїв у межах запропонованої моделі, яка враховує сили в'язкого/сухого тертя, й спирається на точні розв'язки телеграфного рівняння для неперіодичних полів.

2. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку динамічних характеристик канатів вантажопідйомних кранів на стадії їх проектування та в умовах реальної експлуатації.

Список використаних джерел:

1. Остапенко В. А. Динамика волн в канатах переменной длины / В. А. Остапенко // Сборник научных работ Полтавского национального технического университета. – Полтава, 2005. – Вып. 6. – С. 216–220.
2. Ostapenko V. A. Dynamic field of displacements in rods of variable length / V.A. Ostapenko // Proceedings of 8th International Conference on Dynamical Systems Theory and Applications. – Lodz, Poland, 2005. – P. 316–323.
3. Остапенко В. А. Краевая задача для стержня переменной длины, возмущаемого с подвижного верхнего конца / В. А. Остапенко // Вестник Днепропетровского университета. Сер.: Механика. – 2006. – № 2/1. – С. 182–198.
4. Ostapenko V. A. Dynamic field of displacement in ropes of variable length at perturbation of nonzero initial conditions / V. A. Ostapenko, N. V. Polykov // Proceedings of 9th International Conference on Dynamical Systems Theory and Applications. – Lodz, Poland, 2007. – P. 347–354.
5. Ostapenko V. A. Exact solution of the problem for dynamic field of displacements in rods of variable length / V. A. Ostapenko // Archives of Applied Mechanics. – Hamburg : Springer-Verlag, 2007. – Vol. 77. – P. 313–324.
6. Горошко О. А. Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины / О. А. Горошко, Г. Н. Савин. – К.: Наукова думка, 1971. – 224 с.
7. Остапенко В. А. Первая краевая задача для телеграфного уравнения в ограниченной области / В. А. Остапенко // Вестник Днепропетровского университета. – 2009. – Т. 17, № 8. – Сер. Моделирование. – Вып. 1. – С. 149–161.
8. Остапенко В.А. Уравнения упругих перемещений в подъемных канатах, наматываемых на барабан, с учетом сил трения / В. А. Остапенко // Вестник Херсонского национального технического университета. – Херсон, 2011. – Вып. 3 (42). – С. 333–337.
9. Данилов В. А. Негармонические электромагнитные импульсы в проводящей среде / В. А. Данилов, А. Б. Шварцбург // Доклады Академии наук (Россия). – 1995. – Т. 341, № 3. – С. 330–333.

10. Шварцбург А. Б. Видеоимпульсы и непериодические волны в диспергирующих средах (точно решаемые модели) / А. Б. Шварцбург // Успехи физических наук. – 1998. – Т. 168, № 1. – С. 85–103.

Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Тисленко О.Б. «Дослідження динамічного поля напружень у канатах вантажопідйомних механізмів».

Проведений всебічний аналіз динамічного поля напружень у канатах вантажопідйомних механізмів, які намотуються на барабан, з урахуванням сил тертя. У межах моделей в'язкого та сухого тертя отримані нові неперіодичні розв'язки відповідних хвильових (телеграфних) рівнянь, що моделюють процеси розповсюдження збурень у канатах.

Ключові слова: динамічне поле, напруження, канати, вантажопідйомні механізми.

Ловейкин В.С., Човнюк Ю.В., Тисленко А.Б. «Исследование динамического поля напряжений в канатах грузоподъемных механизмов».

Проведен всесторонний анализ динамического поля напряжений в канатах грузоподъемных механизмов, которые наматываются на барабан, с учетом сил трения. В пределах моделей вязкого и сухого трения получены новые непериодические решения соответствующих волновых (телеграфных) уравнений, которые моделируют процессы распространения возмущений в канатах.

Ключевые слова: динамическое поле, напряжения, канаты, грузоподъемные механизмы.

Loveykin V.S., Chovnyuk Y.V., Tislenko O.B. “The research of the dynamic stress field in the ropes lifting mechanisms”

A comprehensive analysis of the dynamic stress field in the ropes lifting mechanisms is proposed. These ropes are wounded on a drum and subjected to friction forces. New aperiodic solutions of the corresponding wave (telegraph)

equations are derived. These solutions model the processes of widespread disturbances in the ropes with viscous/dry friction.

Key words: dynamic field of tension, cables, hoisting machines.

Стаття надійшла до редакції 27 жовтня 2011 р.

©Кравцов М.К., Оболенская Т.А., Лазаренко В.И., Писарцов А.С.

ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ ПРОЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ СОСТАВНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС

1. Актуальность работы

В настоящее время широкое применение получил тепловой метод сборки составных зубчатых колес. Этот метод дает возможность устранить дополнительные крепления в соединении бандажа с колесным центром, обеспечивая требуемый запас прочности при передаче крутящего момента.

2. Постановка задачи

Учитывая тепловой метод сборки колесных пар разработать методику расчета на прочность соединений на примере цилиндрического двухступенчатого редуктора с зубчатым зацеплением системы М.Л.Новикова.

3. Основной материал

Тяжелонагруженные зубчатые колеса часто выполняются составными. Примером являются двухступенчатые редукторы нефтедобывающих станков-качалок; ведущий вал имеет раздвоенную ступень; крутящий момент от второго к третьему ведомому валу передается с помощью шевронной передачи. На центры зубчатых колёс, выполняемые из стали 35Л-1, по посадке Н8/и8 с дополнительным креплением стопорными винтами одеваются бандажи из стали 40Х. Зубья нарезаются после посадки бандажа на центр и подвергаются поверхностной закалке.

Тепловой метод сборки повышает прочность сопряжения, что дает возможность устранить дополнительные крепления в соединении бандажа с

колесным центром, при этом должен быть обеспечен требуемый запас прочности при передаче крутящего момента.

Расчет прочности соединений, обосновывающий возможность изменения их конструкции и технологии изготовления проиллюстрируем на примере редуктора Ц2НШ-560, цилиндрического двухступенчатого с зубчатым зацеплением, системы М.Л.Новикова, с шевронной второй ступенью, имеющий расстояние между центрами 560 мм; передаточные числа: первой ступени $i_1=7,214$, второй ступени $i_2=5,588$, общее $i=i_1 \cdot i_2=40,315$. Наибольший допускаемый крутящий момент на ведомом валу $M_3=56,0$ кН·м, на втором валу $M_2=M_3/i_3=56,0/5,583=10,02$ кН·м.

Бандаж колеса первой ступени соединяется с центром по посадке $\varnothing 565\text{H}8/\text{i}8$, максимальный натяг посадки $N_{max}=770$ мкм (1,36 %), минимальный натяг – $N_{min} = 550$ мкм (0,97 %). Крутящий момент с превого вала на второй передается двумя парами зубчатых колес. Момент, нагружающий одно зубчатое колесо, составит $M'_2 = 0,5 M_2 = 0,5 \cdot 10,2 = 5,01$ кН·м. Учитывая возможность неравномерного распределения нагрузки между колесами, расчетный момент, приходящийся на одно колесо принимаем равным $M_{2p}=1,25 M'_2=6,26$ кН·м. Окружное усилие, передаваемое соединением с диаметром сопряжения $d=565$ мм составит $P_0=2M_{2p}/d=26,25/565 \cdot 10^{-3}=22,2$ кН. Учитывая угол наклона зуба $\beta=25^\circ$, принимаем передаваемое усилие равным $P=P_0/\cos\beta=2,5$ кН. Контактное давление, необходимое для передачи указанного усилия при длине сопряжения $l=70$ мм и коэффициенте трения $f=0,2$, составит

$$p = \frac{P}{\pi d l f} \quad (1)$$

$$P=25,5 \cdot 10^3 / \pi \cdot 565 \cdot 70 \cdot 0,2 = 0,99 \text{ МПа}$$

При упругом деформировании соединяемых деталей контактное давление и натяг связаны зависимостью

$$p = \frac{NE}{C_1 + C_2} \quad (2)$$

здесь N – относительный натяг;

E – модуль упругости, принимаем для стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа

$$C_1 = \frac{k_1^2 + 1}{k_1^2 - 1} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} + \mu$$
$$k_1 = d/d_1; \quad k = d_2/d$$

где d, d_1, d_2 – диаметр сопряжения, внутренний диаметр охватываемой и наружный диаметр охватывающей детали;

μ и μ_1 – коэффициенты Пуассона; индекс 1 относится к охватываемой детали.

Для ведомого колеса первой ступени $d_2=634$ мм; $k=1,12$; $C=9,3$. Учитывая сложность конструкции охватываемой детали и поддерживающее влияние спиц, принимаем $K_1=1,4$; $C_1=2,78$. Подставляя указанные цифры в формулу (2), получим величину p при максимальном и минимальном значении натяга посадки $\varnothing 565 H8/u8$. При $N_{max}=1,36\%$ – $p=22,5$ МПа; при $N_{min}=0,97\%$ – $p=16,1$ МПа.

Определим окружное усилие, которое может быть передано с помощью установленных в стыке шести стопорных винтов с резьбой М16, длина винта $l_6=35$ мм.

Из условий прочности на срез и смятие

$$P_0' = A_{ср} [\tau_{ср}], \quad P_0'' = A_{см} [\tau_{см}] \quad (3)$$

где $A_{ср}$ и $A_{см}$ – соответствующие площади среза и смятия. Подставляя значения допускаемых напряжений $[\tau_{ср}]=80$ МПа и $[\tau_{см}]=150$ МПа, получим $P_0' = 35 \cdot 16 \cdot 6 \cdot 80 = 269$ кН, $P_0'' = 35 \cdot 8 \cdot 6 \cdot 150 = 262$ кН, что по отношению к передаваемому усилию $P=24,5$ кН дает запас прочности $n=10,3-11$.

При устранении дополнительных креплений следует учитывать возможную перегрузку и нагрев зубчатого венца во время эксплуатации с тем, чтобы обеспечить при минимальном значении натяга достаточный запас прочности на проворачивание.

Для решения поставленной задачи построим зависимость контактного давления от натяга при упругом деформировании и при появлении в

соединяемых деталях зон пластической деформации. В расчетах за пределом упругости использовалась аппроксимация диаграмм деформирования материалов единой в упругой и пластической областях с степенной функцией.

$$\sigma_i = \alpha * \varepsilon_i^m \quad (4)$$

где σ_i и ε_i – интенсивности напряжений и деформаций;

α и m – коэффициенты, характеризующие свойства сплава на участке упрочнения. Согласно теории малых упругопластических деформаций, при условии несжимаемости материала ($\mu=0,5$), диаграмма деформирования не зависит от типа напряженного состояния и может быть получена при растяжении образцов. Значения α и m подбирались по экспериментальным диаграммам, построенным по результатам растяжения образцов при температуре, соответствующей наибольшему деформированию материалов в процессе формирования соединения после установки с зазором холодной внутренней детали в нагретую наружную. Учитывая малую прочность материала охватываемой детали, что делает вероятным появление в ней зоны пластической деформации, а также большую податливость охватываемой детали, контактное давление определялось из рекуррентного соотношения.

$$P_{i+1} = \frac{\alpha}{\psi} * \left[\frac{N - \left(\frac{P_i \cdot \psi_1}{\alpha_1} \right)^{\frac{1}{m_1}} \left(1 + \frac{3}{k_1^2} \right)}{1 + 3k^2} \right]^m \quad (5)$$

Здесь $\psi = \psi_1$ – вспомогательные функции.

$$\psi = \frac{1 + 3k^2}{2^{m+1} \cdot \int_1^k \left(1 + 3 \frac{k^4}{x^4} \right)^{\frac{m+1}{2}} x dx}$$

$$\psi_1 = - \frac{k_1^2 + 3}{2^{m+1} \cdot k_1^2 \cdot \int_{1/k_1}^1 \left(1 + \frac{3}{k_1^4 \cdot y^4} \right)^{\frac{m+1}{2}} y dy}$$

$$x = r/r_k ; \quad y = r/r_1$$

где r – переменный радиус;

r_k – радиус поверхности контакта;

r_l – внутренний радиус охватываемой детали.

Находим: при $k = 1,12$ и $m = 0,195 - \psi = 7$; при $k_l = 1,4$ и $m_l = 0,227 - \psi_l = 2,5$. Подставляя цифровые значения в соотношение (5), получим рабочую рекуррентную зависимость

$$P_{i+1} = 142,07(N - 0,10678 \cdot 10^{-10} \cdot P_i^{4,405})^{0,195} \quad (6)$$

по которой может быть вычислено контактное давление. Так для натяга принимая $N=2,5\%$, ориентируясь на упругую зависимость, в нулевом приближении $P_0=45$ МПа, получим $P_1=43,44$ МПа, $P_2=43,53$ МПа, $P_3=43,53$ МПа, следовательно, искомое контактное давление составляет $P=43,53$ МПа и найдено уже во втором приближении. Несущую способность соединения можно значительно увеличить, повысив натяги, резервы прочности применяемых материалов при этом далеко не исчерпываются. Увеличение натяга, связано с повышением температуры нагрева, необходимой для образования сборочного зазора. Индукционный нагрев позволяет получить требуемую температуру за короткий промежуток времени (3-6 мин. в зависимости от массы изделия). Допустимая температура нагрева деталей, не прошедших термическую обработку, не ограничивается соображениями отпуска. Однако следует учитывать, что диаграммы деформирования сталей, склонных к старению, зависят от температуры. Так сопоставление диаграмм растяжения в интервале температур 20-350 °С показало, что с повышением температуры тем же значениям деформаций соответствуют большие напряжения. При нагреве выше 300-350 °С прочность уменьшается. Поэтому для получения тепловых соединений с повышенной прочностью желательно, чтобы температура материалов при деформировании соединений не превышала 300-340 °С.

Определим температуру нагрева бандажа, необходимую для сборки с наибольшим значением натяга посадки $\varnothing 565$ Н8/и8 – $N_{max}=1,36\%$ при сборочном зазоре $\Delta=1,5\%$

$$T_{max} = \frac{N_{max} + \Delta}{\alpha} + T_0 \quad (7)$$

где α – коэффициент линейного расширения, принимаем $\alpha=12 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$; T_0 – температура окружающей среды, принимаем $T_0=20 \text{ } ^\circ\text{C}$. Подставляя цифровые значения в формулу (7), получим $T_{max}=260 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Диапазон натягов посадки $\varnothing 565 \text{ H8/i8} - N_{max}-N_{min}=1,36-0,97=0,39\%$. Учитывая вполне допустимую величину температуры нагрева, диапазон натягов можно увеличить, что уменьшит стоимость изготовления деталей. Может быть применена посадка $\varnothing 565 \text{ H9/i8}$; $N_{max}=1,5 \%$, $N_{min}=1,0 \%$, $N_{max}-N_{min}=1,5-1=0,5\%$; при $\Delta=1,5\%$; получим $T_{max}=270 \text{ } ^\circ\text{C}$. Диапазон натягов указанной посадки можно сместить на $\Delta N=0,5\%$ в сторону увеличения натягов, в этом случае получим $N_{max}=2,0\%$, $N_{min}=1,5\%$, при $\Delta = 1,5\%$ получим $T_{max}=310 \text{ } ^\circ\text{C}$, что допустимо.

При решении вопроса о возможности устранения стопорных винтов в соединении, следует учитывать нагрев зубчатой передачи во время эксплуатации. Передаточное число первой ступени редуктора Ц2НШ-560 составляет $i_1=7,241$, следовательно, второй вал является относительно тихоходным. Пусть разница в нагрева зубчатого венца и колесного центра, уменьшающая величину натяга, в худшем случае составит $\Delta T=90 \text{ } ^\circ\text{C}$. Натяг в этом случае уменьшится на величину $\Delta N'=\Delta T \cdot \alpha=90 \cdot 12 \cdot 10^{-6}=1,1\%$. Минимальное значение натяга посадка $\varnothing 565 \text{ H9/i8}$ при смещении диапазона натягов на величину $\Delta N=0,5 \%$ составит $N'_{\text{э. min}}=N_{min}-\Delta N=0,4 \%$, что согласно зависимости (2) соответствует значению контактного давления

$$P_3 = \frac{NE}{C_1 + C_2} = \frac{0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 200 \cdot 10^3}{12,08} = 6,6 \text{ МПа}$$

при этом обеспечивается запас прочности

$$n_3 = \frac{P_3}{P} = \frac{6,6}{0,99} = 6,7$$

Следовательно при применении посадки $\varnothing 565 \text{ H9/i8}$ со смещением диапазона натягов в сторону больших значений на величину $\Delta N=0,5 \%$, стопорные винты могут быть устранены. Из условия разной эксплуатационной

прочности с соединениями со стопорными винтами выбор меньших значений минимального натяга нежелателен.

Выводы

Как видно из приведенных расчетов, натяг соединений «зубчатый венец-центр» гарантирует при передаче заданных крутящих моментов большой запас прочности, величина которого, в случае необходимости, может быть повышена. Следует учитывать также, что значения коэффициента сцепления (коэффициента трения) в тепловых соединениях превышают $f=0,2$. Принятые допущения дают значения расчетного контактного давления, а следовательно, и запасов прочности меньше фактических. Увеличение запасов прочности выше приведенных нецелесообразно, так как допускаемые перегрузки ограничиваются не прочностью соединений, а работоспособностью зубчатого зацепления.

Выполненный анализ позволяет рекомендовать устранить дополнительные крепления при применении тепловой сборки, что уменьшит количество технологических операций, а следовательно, и стоимость изготовления редукторов.

Список использованных источников:

1. Сборка и монтаж изделий машиностроения : справочник. Т. 1: Сборка изделий в машиностроении / под ред. В. С. Корсакова, В. К. Замятина. – М.: Машиностроение, 1983. – 480 с.
2. Федосеев В. И. Сопротивление материалов : учеб. для вузов / В. И. Федосеев. – 13-е изд. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2004. – 591 с.
3. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести / Н. Н. Малинин. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.
4. Лыткина Н. К. Влияние способа сборки на напряженное состояние соединений с большими натягами / Н. К. Лыткина // Вестник машиностроения. – 1976. – № 10. – С. 29–32.

Кравцов М.К., Оболенская Т.А., Лазаренко В.И., Писарцов А.С.

«Эксплуатационная прочность соединений составных зубчатых колёс».

В статье предложен метод расчета на прочность соединений составных зубчатых колес с натягом.

На основании расчетов, выполненных по предложенной методике, может быть разработана технология тепловой сборки без дополнительного крепления.

Ключевые слова: зубчатые колеса, посадка с натягом, тепловая сборка, прочность, крепления.

Кравцов М.К., Оболенська Т.О., Лазаренко В.І., Писарцов О.С.

«Експлуатаційна міцність з'єднань складових зубчастих коліс».

У статті запропонований метод розрахунку на міцність з'єднань складених зубчастих коліс з натягом.

На підставі розрахунків, виконаних по запропонованій методиці, може бути розроблена технологія теплового складання без додаткового кріплення.

Ключові слова: зубчасті колеса, посадка з натягом, теплове складання, міцність, кріплення.

Kravtsov M.K., Obolenskaya T.A., Lazarenko V.I., Pisartsov A.S. “Operating strength of connections of component gear wheels”.

In the article the method of strength calculation of pressure coupling of component gear wheels is offered.

On the basis of calculations, executed on offered methodology can be worked out technology of the thermal assembling without the additional fastening.

Key words: gear-wheels, thermal assembling, strength, fastening.

Стаття надійшла до редакції 6 грудня 2011 р.

©Холод А.В., Тарасюк А.П.

ФИЗИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВИБРАЦИОННОГО РЕЗАНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ ВОЛОКНИСТЫХ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ

1. Постановка проблемы

Первые работы, связанные с исследованиями по вибрационному резанию, относятся к периоду 1954-1965г. Однако большинство исследований по вибрационному резанию посвящены обработке металлов и не содержат физического обоснования его применения для полимерных композиционных материалов, в том числе и волокнистых, которые в свою очередь, находят в последнее время все более широкое применение в промышленности.

2. Цель исследования

Целью исследования было восполнить этот пробел и дать физическое обоснование применения вибрационного резания для обработки волокнистых композитов и на его основе разработать практические рекомендации его применения для процесса точения.

3. Основное содержание

Недостатком токарной обработки волокнистых полимерных композитов (ВПК), является непрерывность контакта инструмента с заготовкой, что обуславливает высокую теплонапряженность процесса резания. Очевидно, повышать эффективность упомянутого вида обработки можно, если каким-то образом обеспечить прерывистость контакта.

Многочисленные исследования [3] показали, что между ударной вязкостью, сопротивлением резанию и шероховатостью обработанной

поверхности существует тесная взаимосвязь. Режущие кромки инструмента совершают нерегулярные колебания довольно сложной формы, которая соответствует ударные нагрузки, действующие в направлении резания. Вероятно, была бы идеальной организация такого процесса резания, при котором ударные нагрузки, создаваемые резцом, имели бы регулярный характер. В таком случае вместо непрерывной синусоиды следовало бы использовать силу резания регулярного импульсного характера. Для этой цели используется установленный отдельно колебательный привод, обеспечивающий синусоидальные вынужденные колебания инструмента в направлении резания с частотой f и амплитудой a .

Вибрационные силы резания в колебательной технологической системе могут действовать и в области переходимых процессов. Чем больше ширина импульсов, тем эффективнее будут использованы эти процессы. Способ резания, при котором учтены динамические характеристики в области переходного процесса колебательной системы и эти характеристики специально использовали для получения импульсных сил резания был назван вибрационным резанием.

При этом весь период колебаний резца не используется, и создаются так же условия, при которых действие силы очень кратковременно и с каждым циклом колебаний положение точек взаимодействия режущей кромки инструмента с обрабатываемым материалом не используются.

К основным параметрам, определяющим эффективность вибрационного резания относятся: f – частота колебаний режущего инструмента; a – амплитуда колебаний режущего инструмента; V_a – переменная скорость главного колебательного инструмента; V_o – составляющая скорость главного движения резания, которое определяется прямолинейным поступательным или вращательным движением заготовки или режущего инструмента; V – мгновенная скорость главного движения резания; V_k – критическая скорость – скорость V_o при которой и выше которой режущий инструмент находится в непрерывном контакте с заготовкой, ниже которой происходит прерывистое

резание; τ_c – время (продолжительность) резания в одном цикле колебаний режущего инструмента; l_m – длина пути резания в направлении V_o в одном цикле колебаний режущего инструмента.

При выборе параметров вибрационного резания необходимо прежде всего обеспечить реализацию факторов, определяющих эффективность обработки волокнистых полимерных композитов.

Для анализа такой возможности рассмотрим графическую интерпретацию механизма вибрационного резания рис. 1.

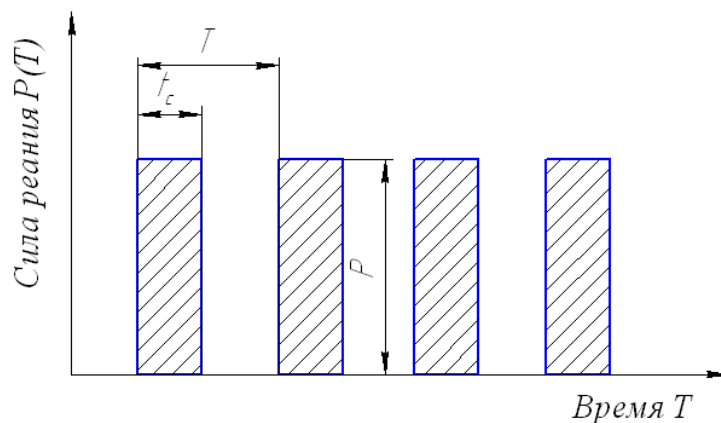


Рис. 1 – Колебания силы при вибрационном резании

По рассматриваемой схеме режущий инструмент в определенных местах многократно и регулярно вступает в контакт с заготовкой или отделяется от нее, таким образом, реализуется прерывистое резание. Необходимо отметить, что прерывистое резание реализуется только в том случае, если скорость резания будет удовлетворять неравенству $V < 2\pi af$. Если скорость резания оказывается равной $2\pi af$ или больше, то передняя поверхность режущего инструмента постоянно контактирует с обрабатываемой заготовкой. При этом механизм, характерный для вибрационного резания, полностью исчезает, и действует механизм обычного резания. Скорость $V = 2\pi af$ называется критической. Время контактирования режущего инструмента с заготовкой в одном цикле колебаний определяется:

$$\tau_c = \frac{V}{V_k} \cdot T = \frac{V \cdot T}{2\pi af} = \frac{V}{2\pi af^2} \quad (1)$$

Таким образом – возможность обеспечения прерывистости резания (прерывистости контактирования инструмента с заготовкой) является тем фактором, который обосновывает необходимость применения вибрационного резания при обработке полимерных композитов.

На практике энергозатраты на вибрационное резание в 3÷10 раз меньше энергозатрат на традиционное резание.

Для того чтобы обеспечить эффективность процесса вибрационного резания необходимо правильно и обоснованно выбрать все составляющие элементы и параметры процесса.

В силу влияния многих факторов на эффективность вибрационного резания, особенно геометрических параметров упаковки наполнителя в матрице и соотношения их физико-механических свойств не всегда удается добиться требуемого эффекта от его применения.

Выводы

1. Применение вибрационного резания позволяет привести к снижению динамической ударной вязкости, повышению хрупкости разрушения при резании, снижению работы трения и температуры резания.

2. Дает возможность создания условий для гашения паразитных колебаний, связанных с неоднородностью структуры композитов.

3. Вибрационное резание характеризуется снижением энергозатрат при резании.

Список использованных источников:

1. Стерин И. С. Машиностроительные материалы Основы металловедения и термической обработки / И. С. Стерин. – СПб. : Политехника, 2003. – 344 с.

2. Баранчиков В. И. Обработка специальных материалов в машиностроении: справочник / В. И. Баранчиков, А. С. Тарапов. – М.: Машиностроение, 2002. – 264 с.

3. Дрожжин В. И. Физические особенности и закономерности процесса резания слоистых пластмасс : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В. И. Дрожжин. – Харьков: ХПИ, 1982. – 32 с.

Холод А.В. Тарасюк А.П. «Физическое обоснование процесса вибрационного резания при обработке волокнистых полимерных композитов».

В статье рассматривается применение вибрационного резания для обработки волокнистых полимерных композитов.

Ключевые слова: вибрационное резание, полимеры, колебания, режущий инструмент, износостойкость.

Холод О.В. Тарасюк А.П. «Фізичне обґрунтування процесу вібраційного різання при обробці волокнистих полімерних композитів».

У статті розглядається застосування вібраційного різання для обробки волокнистих полімерних композитів.

Ключові слова: вібраційне різання, полімери, коливання, ріжучий інструмент, зносостійкість.

Kholod A.V. Tarasyuk A.P. “The physical justification of vibration cutting in the processing of fibrous polymer composites”.

The article discusses the use of vibration cutting for the treatment of fibrous polymer composites.

Key words: vibration cutting, polymers, vibration, cutting tools, wear-resistance.

Стаття надійшла до редакції 22 вересня 2011 р.

©Мелконов Л.Д.

МЕТОДЫ РАСЧЕТА СИЛ РЕЗАНИЯ ПОСРЕДСТВОМ АНАЛИТИЧЕСКИ ВЫВЕДЕННЫХ ФОРМУЛ

1. Постановка проблемы

В процессе обработки винтовых валковых калибров чашечными принудительно вращающимися резцами, возникает необходимость определить величину сил резания. Для решения этой задачи приемлемы аналитические формулы. Эти формулы должны учитывать основные составляющие участвующие в процессе резания. В нашем конкретном случае это режимы резания, а также угол скрещивания осей обрабатываемого валкового калибра и чашечного резца. Исходя из вышеизложенного можно сформулировать цель данной работы, а именно увязать в аналитическом виде зависимость сил резания от режимов резания и угла скрещивания.

2. Основной материал

Решение сформулированной цели возможно с применением расчетов основанных на экспериментальных значениях теории пластичности. Суть этой теории сводится к определению мощности. Мощность, рассчитанная на основе статически допустимого поля напряжений, есть нижняя оценка, а мощность, вычисленная на основе кинематики возможного поля скоростей, является верхней оценкой истинной мощности развиваемой в зоне деформации. Метод верхней оценки, основанный на анализе кинематически возможных полей скоростей, позволяет получить решение простых в математическом выражении задач. Непременными требованиями к полю скоростей является условие несжимаемости среды и граничными условиями критериями для скоростей или перемещения.

Задачу решаем для плоскодеформированного состояния металла, что является допустимым, когда ширина срезаемого слоя значительно больше его толщины. Процесс резания рассматриваем как перемещение абсолютно жесткого режущего инструмента параллельно границе жесткопластического полупространства, сопровождаемого деформацией материала перед резцом и под ним. Выше линии среза материал переходит в стружку в результате сжатия и сдвига по поверхностям разрыва. Подрезцовый слой испытывает деформацию под действием сжимающих, а затем, после прохождения резца, растягивающих напряжений.

Для моделирования пластической деформации в зоне резания представим очаг деформации состоящим из жестких треугольных блоков, разделенных поверхностями разрыва скоростей относительных смещений. Полагаем, что в момент прохождения резца металл под ним вовлекается в деформацию, создавая пластический вихрь под резцом. Такая деформация может быть смоделирована сеткой линий разрыва скоростей, получаемых при вращении жесткой пластинки, частично внедренной в пластическую массу. Кинематически возможное поле линий разрыва скоростей и соответствующий его годограф представлены на рис. 1.

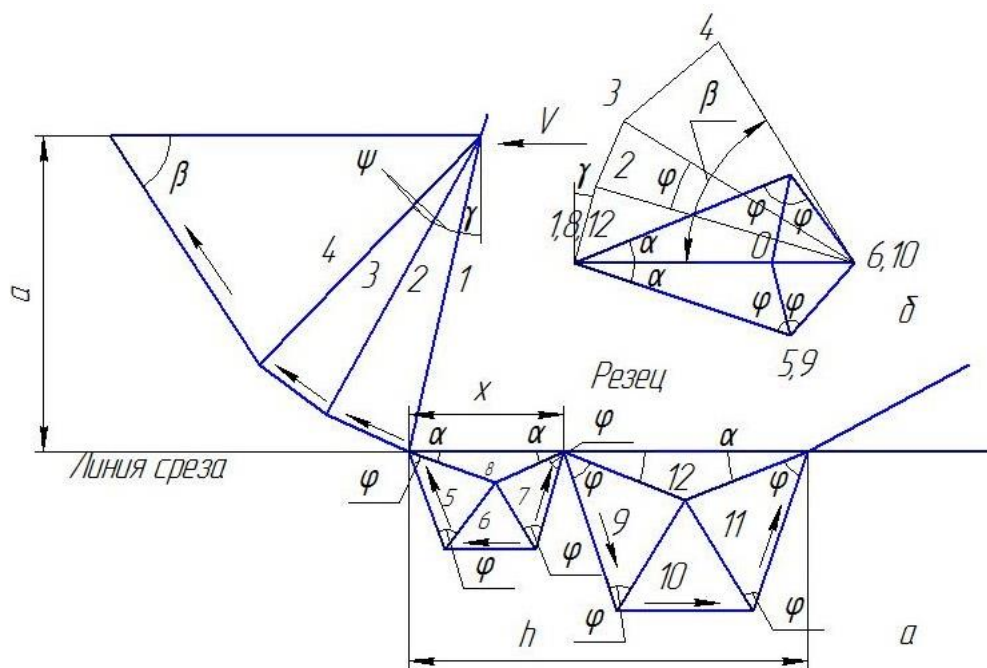


Рис. 1 – Поле линий разрыва скоростей (а) и годограф (б)

Предполагается, что интенсивность вовлечения в пластическую деформацию подрезцовых слоев материала определяется условиями трения на задней поверхности. В зоне, примыкающей к задней поверхности резца, металл как бы образует застойную зону, перемещаясь с резцом как одно целое. Внутри жестких блоков деформация отсутствует, а процесс деформации в зоне резания осуществляется за счет их относительного перемещения. Для каждого блока поле скоростей является однородным и для всех точек данного блока характеризуется одним и тем же вектором скорости. Величина разрыва скорости может быть определена непосредственно из годографа с учетом принятого масштаба построения или аналитически. Для построения годографа от произвольной точки O горизонтально откладывают вектор скорости резания $O1$. Затем от конца вектора проводят линию, параллельную границе блоков 1 и 5, а из точки O – линию, параллельную границе раздела 5 с жесткой неподвижной зоной. Пересечение этих линий определит точку 5, которая является концом вектора скорости блока 5. Дальнейшее построение осуществляют аналогичным способом.

На границе разрыва скоростей касательные напряжения принимают равными пределу прочности деформируемого материала на срез $\tau = k_1$ на поверхности контакта $\tau = \mu k$ и на свободных поверхностях $\tau = 0$, где μ – коэффициент пластического трения. Согласно теореме о верхней оценке [2], для принятой схемы деформации можно записать

$$(P_{z1} + P_{z2})v \leq k \left(\sum f_{ij} |v_{ij}| + \mu \sum f_k v_k \right) \cdot \gamma_c, \quad (1)$$

где P_{z1} P_{z2} – тангенциальные составляющие силы резания, действующие соответственно на передней и задней поверхностях режущего инструмента;

v – скорость резания;

$|v_{ij}|$ – модуль разрыва скорости вдоль поверхности с площадью f_{ij} между

блоками i и j ;

v_k – величина разрыва скорости на контактной поверхности с площадью f_k .

Выражая значения v_{ij} и v_k через v и величины f_{ij} и f_k – через толщину среза a и ширину среза b , после несложных преобразований получим для слоя расположенного над линией среза:

$$\frac{P_{z1}}{kba} = \mu tg\gamma + 6 + \mu tg \frac{\psi}{2} + \frac{\sin(\beta - \gamma - 1,5\psi) + \cos(\gamma + 2\psi)}{\cos 0,5\psi} + \frac{\sin \beta}{\cos(\gamma + 2\psi - \beta)} + \mu \sin \beta \quad (2)$$

Параметры ψ и β в полученном выражении являются варьируемыми и могут быть определены из условия минимума мощности диссипации энергии в очаге деформации. Исследование уравнения(2) в области значений $0 \leq \mu \leq 1$ и

$-\frac{\pi}{4} \leq \gamma < \frac{\pi}{4}$ показывает (рис.2), что наименьшие расчетные значения $\frac{P_{z1}}{kba}$

соответствуют для $\frac{\pi}{6} \leq \beta_{\min} \leq \frac{\pi}{3}$ и $\frac{\pi}{30} \leq \psi_{\min} \leq \frac{\pi}{6}$. Принимая средние значения

$\beta_{\min} = \frac{\pi}{4}$ и $\psi_{\min} = \frac{\pi}{10}$, запишем:

$$\frac{P_{z1}}{kba} = \mu tg\gamma + 0,16(6 + \mu) + \frac{\sin\left(\frac{\pi}{10} - \gamma\right) + 1,4\cos\left(\gamma + \frac{\pi}{5}\right)}{0,98\cos\left(\gamma - \frac{\pi}{20}\right)} + \mu \sin \gamma_c \quad (3)$$

Процесс деформации материала под резцом протекает в зависимости от условий деформирования слоя над линией среза и поэтому является саморегулируемым. Задача сводится к отысканию положения точки разрыва между очагами деформации. За точку разрыва примем такую точку, в которой скорость диссипации энергии при перемещении материала к свободным поверхностям со стороны передней и задней поверхности одинакова. Материал, расположенный со стороны передней поверхности от точки разрыва, переходит в стружку с меньшей энергией по сравнению с энергией, необходимой для обтекания резца со стороны задней поверхности. Для материала, расположенного со стороны задней поверхности, энергетически целесообразным является обтекание резца со стороны задней поверхности. При этом происходит деформация поверхностных слоев обрабатываемого валка.

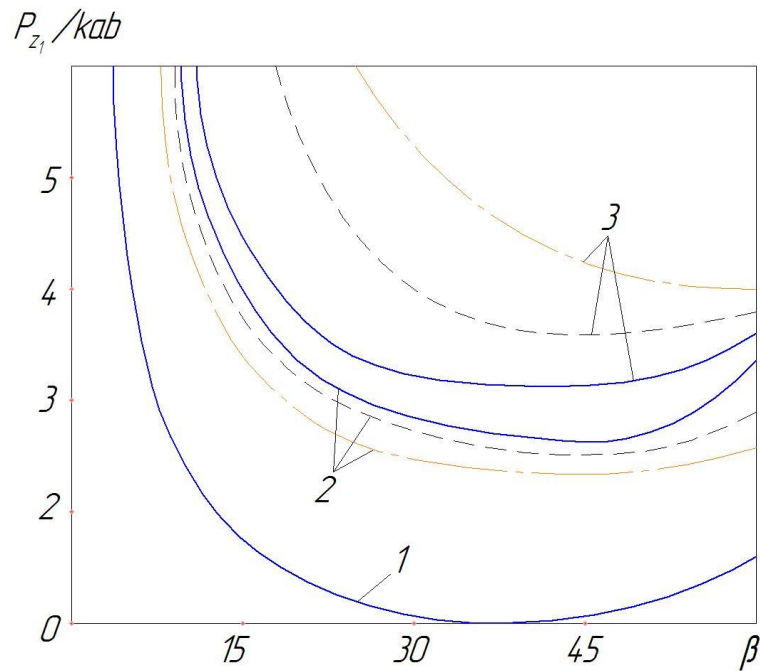


Рис. 2 – Зависимость $\frac{P_{z1}}{kba}$ от параметра β при различных значениях ψ и γ :

1 – $\gamma = 45^\circ$; 2 – $\gamma = 0$; 3 – $\gamma = 45^\circ$; $\psi = 5^\circ$; $\psi = 25^\circ$; $\psi = 35^\circ$; $\mu = 0,5$

Следует отметить, что одинаковые условия трения вдоль задней поверхности требуют подобия сетки разрывов скоростей в подрезцовом слое по обе стороны от точки разрыва. Соответственно формулы для определения усилий, действующих по задней поверхности, отличаются только на величины множителей, представляющих собой расстояние от вершины резца до точки разрыва и от границы площадки до точки разрыва.

Исходя из равенства скорости диссипации энергии в точке разрыва, имеем

$$P_z = \frac{P_{z1}a}{h - 2x}, \quad (4)$$

где x – расстояние точки разрыва от кромки резца, наиболее заглубленной в материал.

Величина x может быть определена от принятой схемы деформации, если известна зависимость, связывающая условия трения по задней поверхности с величиной угла α (рис. 1). Точное решение уравнения (4) даже при несложных зависимостях между x и α приводит к громоздким выражениям. С целью упрощения вычислений можно ограничиться приближенной оценкой величины x .

Согласно принятой модели деформации, на величину x выкладываются следующие ограничения: $x = \frac{h}{2}$ при $P_{z1} = 0$ и $x = 0$ при $P_{z1} \rightarrow \infty$. Наиболее простой зависимостью, связывающей положение точки разрыва с параметрами P_{z1} и h и удовлетворяющей граничным условиям, является функция вида:

$$x = \frac{h}{\pi} \operatorname{arctg} \frac{kba \cdot h}{P_{z1}} \cdot \sin \gamma_c. \quad (5)$$

С учетом принятой зависимости полное тангенциальное усилие, действующее на резец, определяют по следующей формуле:

$$P_z = P_{z1} \left(1 + \frac{a}{h} \left(1 - \frac{2}{\pi} \operatorname{arctg} \frac{kba \cdot h}{P_{z1}} \cdot \sin \gamma_c \right) \right). \quad (6)$$

На основании выведенной математической формулы (6) появляется возможность определить одну из наибольших (основную) по величине сил резания P_z . Расчеты силы резания по этой формуле значительно снизит расходы по определению сил резания экспериментальным путем и ускорит этот процесс.

Выводы

Выполненная работа была направлена на определение математическим путем зависимости наибольшей силы резания P_z от режимов резания и угла скрещивания. В основу определения аналитической формулы была положена теория пластичности.

Суть этой теории заключается в определении мощности на основе статически допустимого поля напряжений и мощности вычисленной кинематики возможного поля скоростей, которых в свою очередь являются нижним и верхним критериям оценки мощности развиваемой в зоне деформации.

Результатом этих исследований является выведенная математическая формула позволяющая рассчитать основную силу резания P_z в зависимости от режимов резания и угла скрещивания. Эта формула позволяет в значительной

степени ускорить и удешевить процесс определения силы резания по сравнению с экспериментальным.

Список использованных источников:

1. Гук А. С. Обработка прокатных валков / А. С. Гук, В. Е. Соколов, Н. Н. Огарков. – М. : Металлургия, 1983. – 112 с.

2. Джонсон У. Теория пластичности для инженеров : [монография] / У. Джонсон, П. Меллор ; пер. с англ. А. Г. Овчинников. – М.: Машиностроения, 1979. – 567 с.

3. Мелконов Л. Д. Технологическое обеспечение качества и точности обработки валов принудительно вращающимися резцами / Л. Д. Мелконов. – М., 1985. – 118 с.

Мелконов Л.Д. «Методы расчета сил резания посредством аналитически выведенных формул».

Материал данной статьи направлен на вывод математической зависимости силы резания P_z от режимов резания: V , S , t и угла скрещивания осей заготовки и инструмента γ_c . Выведенная формула позволит значительно облегчить и сократить материальные затраты на определение сил резания.

Ключевые слова: чашечный принудительно вращающийся резец; валковый калибр; силы резания; аналитическая формула.

Мелконов Л.Д. «Методи розрахунку сил різання за допомогою аналітично виведених формул».

Матеріал даної статті направлений на виведення математичної залежності сили різання P_z від режимів різання: V , S , t і кута схрещування осей заготівки і інструменту γ_c . Виведена формула дозволить значно полегшити і скоротити матеріальні витрати на визначення сил різання.

Ключові слова: чашковий різець, що примусово обертає; валковий калібр; сили різання; аналітична формула.

Melkonov L.D. «Methods of calculation of cutting forces by means of the analytically shown out formulas».

Material of this article is directed on the conclusion of mathematical dependence of force of cutting of P_z from the modes of cutting: V , S , t and corner of crossing of axes of purveyance and instrument γ_c . The shown out formula will allow considerably to facilitate and shorten financial expenses on determination of cutting forces.

Key words: bowl-shaped forcedly rotary-type chisel; rolling caliber; cutting forces; analytical formula.

Стаття надійшла до редакції 27 листопада 2011 р.

©Мелконов Г.Л., Мелконов Л.Д., Плахотник В.А.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КИНЕМАТИКИ 4-Х ШПИНДЕЛЬНОЙ ШЛИФО-ПОЛИРОВАЛЬНОЙ МАШИНЫ

Для подтверждения полученной математической модели проводим предварительный эксперимент. Режимы резания для проведения предварительных экспериментов выбираем из литературных источников. Частота вращения шпинделя с заготовкой устанавливается $N_{min}=100-1400$ об/мин, частота вращения всей установки $N_{yc}=50$ об/мин.

Увеличение частот вращения каждого из 4-х шпинделей установки от 100 до 700 об/мин в начальный момент приводит к резкому уменьшению величины шероховатости обработанной поверхности от $Ra=1,5$ мкм до $Ra=0,55$ мкм (рис. 1). Дальнейшее увеличение частоты вращения шпинделя от $n_{un}=700$ об/мин до 900 об/мин приводит к незначительному снижению шероховатости обработанной поверхности ($Ra=0,55$ мкм до $Ra=0,5$ мкм).

Это объясняется тем, что увеличение частоты вращения 4-х шпинделей в начальный период от 100 об/мин до 600 об/мин приводит к резкому уменьшению шероховатости обработанной поверхности за счет увеличения относительной скорости скольжения. В пределах частот вращения $N_{min}=600-900$ об/мин скорость скольжения, между вектором относительной скорости скольжения и направлением следов резания стремятся к своим оптимальным значениям, то есть в этом случае участке наименьшая высота шероховатости, то есть в этом случае оптимальные условия резания. С увеличением частоты вращения $N_{min}=1300$ об/мин наблюдается незначительное увеличение скорости скольжения, резкое возрастание скорости перекачивания и угла между вектором относительной скорости и следов резания в два раза, вследствие этого

высота шероховатости увеличивается до $Ra=0,8$ мкм. Для объективной оценки расхождения теоретических и экспериментальных данных результаты проверочных наблюдений обрабатываем в существующей методике. Серии экспериментов состоят из опытов для каждой.

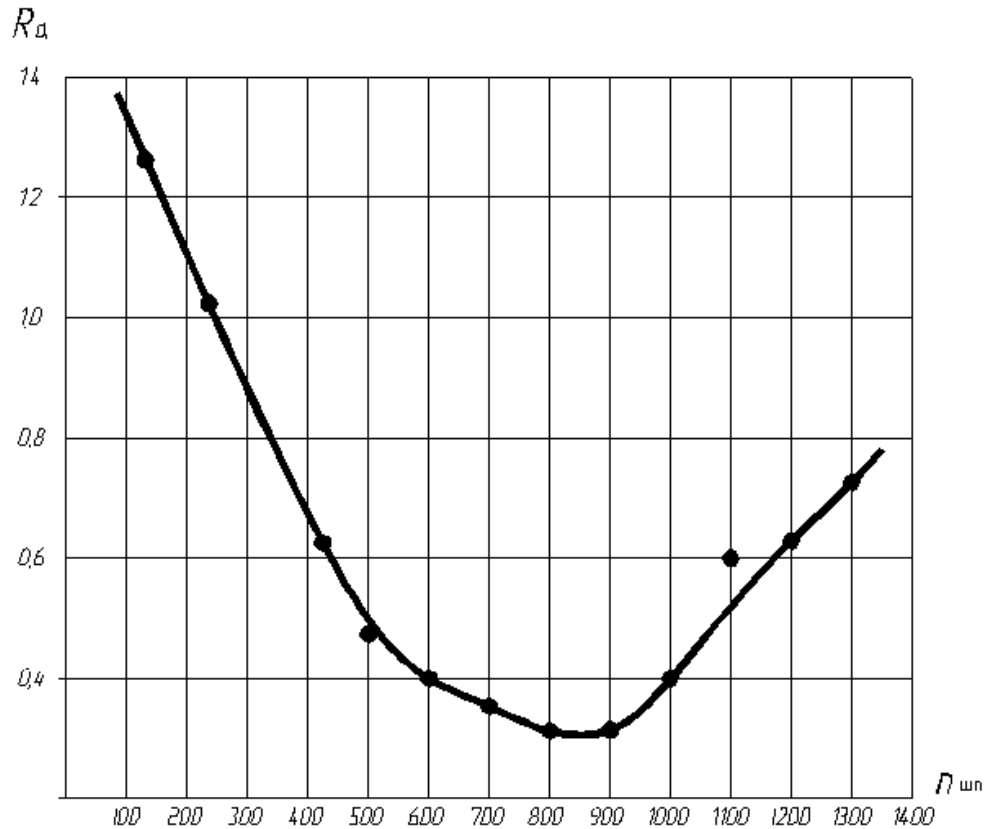


Рис. 1 – Зависимость высоты микронеровностей R_a от частоты вращения шпинделя $n_{шп}$

Обработку результатов измерений проводим в следующем порядке:

1. Определяем среднее значение частоты вращения из n измерений

$$\bar{n} = \frac{1}{n} \cdot \sum_1^n n_{шп} c_i$$

2. Находим погрешность отдельных измерений

$$\Delta n_{шп} = \bar{n}_{шп} - n_{шп}$$

3. Определяем среднюю квадратичную погрешность, результат серии измерений

$$\Delta S_{n_{ун}} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n (\Delta n_{унi})^2}}{n(n-1)}$$

4. Оценка относительных расхождений экспериментальных и теоретических данных производим по формуле

$$\Delta = \frac{\bar{n}_{ун} - n_{ун}}{\bar{n}_{ун}} \cdot 100\%$$

Проведя обработку полученных результатов по описанной выше методике, устанавливаем, что расхождение теоретических и экспериментальных данных не превышает 2 %.

Таким образом, предложенные теоретические положения для определения кинематических показателей вполне приемлемы для проведения дальнейших экспериментальных исследований.

Выводы:

1. В результате проведенных математических разработок определена математическая модель кинематического движения шпиндельной установки.
2. Выведены выражения кинематических показателей, оказывающих основное влияние на оптимизацию частоты вращения.
3. Установлено влияние частоты вращения на численные значения скорости скольжения. С увеличением частоты вращения $n_{ун}=100-700$ об/мин скорость скольжения увеличивается примерно в два раза. При дальнейшем увеличении частоты вращения скорость скольжения остается практически неизменной. Изменение частоты вращения обрабатываемых заготовок от \min к \max приводит к увеличению скорости скольжения, что, в свою очередь, благоприятно сказывается на качестве обрабатываемой поверхности и точности изделия.
4. Исследование скорости перекатывания показывает, что при минимальных значениях частот вращения она минимальна, с увеличением скорости увеличивается примерно в 2-3 раза. С увеличением диаметра изделия

скорость перекачивания уменьшается, что, в свою очередь, благоприятно сказывается на процессе обработки.

5. В результате проведения предварительного эксперимента наименьшая высота микронеровностей $Ra=0,55$ мкм будет при частоте вращения шпинделей, равном $n_{min}=600-900$ об/мин.

Список использованных источников:

1. Каплан Н. А. Высшая математика / Н. А. Каплан. – М., 1969. – 754 с.
2. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф. Л. Литвин. – М., 1968. – 526 с.
3. Бурштейн И. С. Об'ємна вібраційна обробка / И. С. Бурштейн, О. П. Бабичев, Б. Б. Ходош. – М., 1970. – 215 с.
4. А. с. 38253 Україна, МПК В24 В 31 /031. – Оpubл. в 2001 р.
5. Бернік П. С. Вібраційні технологічні машини з просторовим коливанням робочих органів / П. С. Бернік, Л. В. Ярошенко. – Вінниця 1988. – 116 с.

Мелконов Г.Л., Мелконов Л.Д., Плахотник В.А. «Экспериментальная проверка математической модели кинематики 4-х шпиндельной шлифо-полировальной машины».

В статье представлена модель кинематического движения шпиндельной установки. Отображены выражения кинематических показателей, оказывающих основное влияние на оптимизацию частот вращения. Отображено влияние частот вращения на численные значения скорости скольжения.

Ключевые слова: шпиндельная установка, шлифо-полировальная установка, микронеровность, скольжение.

Мелконов Г.Л., Мелконов Л.Д., Плахотник В.А. «Експериментальна перевірка математичної моделі кінематики 4-х шпиндельної шліфо-полірувальної машини».

В статті представлена модель кінематичного руху шпindelної установки. Відображені вирази кінематичних показників, які чинять основний вплив на оптимізацію частот обертання. Відображено вплив частот обертання на числові значення швидкості ковзання.

Ключові слова: шпindelна установка, шліфо-полірувальна установка, мікронерівність, ковзання.

Melkonov G.L., Melkonov L.D., Plakhotnik V.A. “Experimental check of the mathematical model of kinematics of four-spindle polishing machine”.

In the article the model kinematic motion of spindle installation is suggested. The expressions of kinematic factors that influence to the optimization of rotation frequencies are presented. Influence of rotation frequencies to the numerical values of rubbing speed.

Key words: spindle installation, polishing installation, microasperity, rubbing.

Стаття надійшла до редакції 30 листопада 2011 р.

©Холод А.В., Тарасюк А.П.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ВОЛОКНИСТЫХ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ

1. Постановка проблемы

Технический прогресс порождает, с одной стороны, необходимость разработки новых материалов, а с другой создание новых технологических видов обработки таких материалов. Новые материалы открывают возможности для реализации новых конструкторских технологических решений. В настоящее время перспективы прогресса во многих отраслях связывают с широким применением полимерных композитов, на что указывает тенденция увеличения выпуска изделий из этих материалов.

Самым распространенным технологическим процессом формообразования изделий из полимерных композитов является механическая обработка лезвийным инструментом, которая способна обеспечить стабильно высокие эксплуатационные характеристики изделий.

В настоящее время достижения в области механики разрушения композитов дают возможность с позиции теории микро - и макроразрушения изучить процесс резания этих материалов, предложить новые подходы к созданию технологии процесса резания.

2. Цель исследования

Целью исследования является создание научных основ высокоэффективных процессов механической обработки полимерных композитов, базирующихся на использовании закономерностей механики и физических особенностей резания, установления оптимальных условий,

обеспечивающих получение изделий с новым конкурентоспособным уровнем функциональных свойств.

3. Основное содержание

Поиск возможных рациональных способов обработки волокнистых полимерных композитов базировался на том, что все физические способы могут быть реализованы, как правило, за счет:

- увеличения скорости деформирования обрабатываемого материала;
- выбора направления деформирования в соответствии с механическим строением композита;
- циклического изменения, в процессе резания, скорости и силы резания, по установленному в зависимости от структуры и свойств композита закону;
- минимизации фактической площади контактных поверхностей инструмента и времени их непрерывного контакта с микрообъемами обрабатываемого материала.

В наиболее полной мере изложенные условия можно выполнить за счет применения:

- высокоскоростного резания;
- вибрационного резания (в т.ч. в сочетании с высокоскоростным резанием);

Эффект высокоскоростной обработки обуславливается структурными изменениями материала (вследствие деформаций, осуществленных с большей скоростью) в месте отрыва стружки. При повышении скорости деформирования силы резания и температура первоначально растут, а потом, с достижением определенной скорости начинают существенно снижаться. Если высокие скорости резания сочетать с небольшим сечением среза, то это приводит к снижению выделения тепла и тепло, отводимое заготовкой и стружкой, концентрируется в стружке, не успевая переходить в заготовку.

Кривые деформации полимерных материалов имеют максимум, отвечающий пределу текучести – σ_T (рис.1).

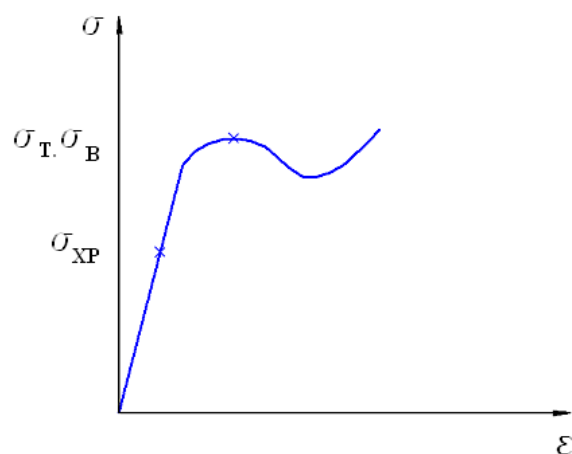


Рис. 1 – Зависимость напряжения от деформации полимерных материалов при заданной температуре и скорости нагружения

Значения σ_T при растяжении, сжатии и сдвиге имеет различные значения и зависят от скорости деформации. У полимеров в стеклообразном и кристаллическом состоянии максимум на кривой деформации соответствует пределу вынужденной высокоэластичной деформации σ_e . При низких температурах и больших скоростях полимеры разрушаются не доходя до предела текучести σ_T или σ_e , т.е. наблюдается хрупкое разрушение. Хрупкость проявляется в тех случаях, когда нарастание напряжений в твердом теле под действием деформации тел не сопровождается течением, пластичной деформации или каким либо другим процессом молекулярной перегруппировки, приводящим к релаксации этих напряжений. Практически же хрупкое разрушение наблюдается тогда, когда процессы релаксации играют малую роль или их скорость ниже скорости приложения механического воздействия. Особенно существенное значение это имеет для волокнистых полимерных структур, которые более устойчивы к механическим воздействиям, чем монолитная структура. Для гарантированного хрупкого разрушения полимерных волокон скорость приложения механического воздействия должна быть выше скорости релаксации напряжений. Применительно к резанию эта скорость находится в диапазоне соответствующей высокоскоростной обработке (500-2500 м/мин). Это является первым фактором, который обосновывает необходимость применения высокоскоростного резания при обработке

полимерных материалов, имеющих волокнистую структуру. Полимерные композиты состоят из двух материалов – матрицы и наполнителя, имеющих различные физико-механические и теплофизические свойства, в том числе и пределы прочности.

Ключевую роль в обеспечении прочности волокнистых композитов играет адгезионная прочность соединения «волокно-матрица» τ_0 в элементарной ячейке композита. От этого зависит по какому механизму будет происходить разрушение материала.

Зависимость прочности композита от прочности адгезионного соединения схематически представлена на рис. 2.

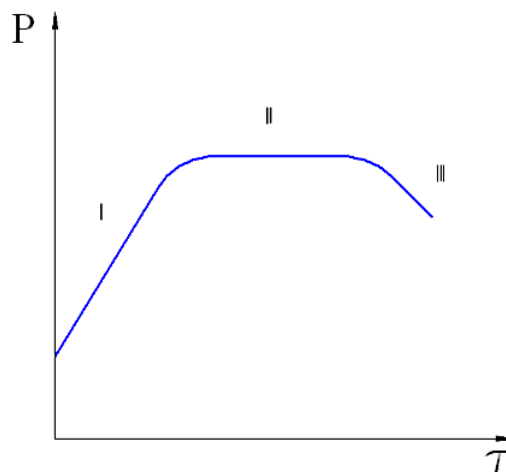


Рис. 2 – Зависимость прочности композита от прочности адгезионного соединения

При $\tau_0=0$ прочность P равна прочности пучка несвязанных волокон. Если разрушение происходит путем расслаивания по границе раздела, то увеличение адгезионной прочности приводит к увеличению прочности композита (I). Такая монотонная зависимость характерна для композитов на основе неорганических волокон и некоторых органопластиков. Участок (II) зависимости, на котором прочность композита не зависит от τ_0 , соответствует разрушению композита либо по волокну, либо по матрице. Такая зависимость наблюдается только для композитов на основе органических волокон. Существование области (III), когда увеличение τ_0 может привести к уменьшению прочности композита

возможно вследствие развития магистральной трещины при увеличении жесткости матрицы.

Выводы

Обобщая вышеизложенное, можно констатировать, что необходимость применения высокоскоростной обработки волокнистых полимерных композитов определяется:

- необходимостью превышения скорости деформирования композита при резании над скоростью релаксации напряжений;
- необходимостью приближения характера разрушения композита к характеру разрушения гомогенной структуры;
- необходимостью снижения температуры резания и теплонапряженности процесса.

Список использованных источников:

1. Дрожжин В.И. Физические особенности и закономерности процесса резания слоистых пластмасс : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В. И. Дрожжин ; Харьк. политехн. ин-т. – Харьков :[б. и.], 1982. – 32 с.

2. Баранчиков В. И. Обработка специальных материалов в машиностроении : справочник / В. И. Баранчиков, А. С. Тарапанов. – М.: Машиностроение, 2002. – 264 с.

3. Вerezub Н. В. Прогнозирование оптимальных режимов обработки изделий из композитов методом имитационного моделирования процесса резания / Н. В. Вerezub, И. А. Гончаренко // Сб. докладов Междунар. конф. "Интертехно*90". – Будапешт, 1990. – Т. 2. – С. 773–781.

Холод А.В., Тарасюк А.П. «Общие сведения об оптимизации процессов механической обработки волокнистых полимерных композитов».

В статье рассматривается применение скоростного резания для обработки волокнистых полимерных композитов.

Ключевые слова: скоростное резание, волокнистые полимерные композиты, лезвийные инструменты, структура материала.

Холод О.В., Тарасюк А.П. «Загальні відомості про оптимізацію процесів механічної обробки волокнистих полімерних композитів».

У статті розглядається застосування швидкісного різання для обробки волокнистих полімерних композитів.

Ключові слова: швидкісне різання; волокнисті полімерні композити; інструменти, обладнані лезами; структура матеріалу.

Kholod A.V., Tarasiuk A.P. “Understanding the optimization of machining processes of fibrous polymer composites”.

This article discusses the using of high-speed cutting processing of fibrous polymer composites.

Key words: cutting speed, fiber polymer composites, blade tools, the structure of the material.

Стаття надійшла до редакції 1 грудня 2011 р.

©Маршуба В.П., Чернякова О.В.

ОКРЕМІ ПИТАННЯ ПРИ СТВОРЕННІ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПОРІВНЯЛЬНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТОЧНОСТІ ОТВОРІВ ПРИ ГЛИБОКОМУ СВЕРДЛУВАННІ ГВИНТОВИМИ СВЕРДЛАМИ

1. Актуальність проблеми

Підвищення точності виготовлення деталей і збірки вузлів збільшує довговічність і надійність експлуатації продукції. На сучасний час кожна продукція в машинобудуванні, що поставляється в умовах жорсткої конкуренції на внутрішній або зовнішній ринок, повинна володіти новим рівнем властивостей і відповідати всезростаючим вимогам, що пред'являються потенційними споживачами до функціональних, економічних або естетичних властивостей виробів. Тому основна мета при виготовленні виробів в машинобудування, це постійне поліпшення якості продукції, одночасно знаходячи оптимальний варіант в поєднанні вище перелічених властивостей виробу, необхідних споживачеві.

Одним з основних напрямів поліпшення якості виготовлення виробу є підвищення точності механічної обробки його поверхонь, яка безпосередньо впливає на функціональні і естетичні якості виробу, що необхідно здійснювати найбільш економічними шляхами і засобами.

На теперішній час питання, щодо оптимізації обробки поверхонь деталей протягом тривалого періоду привертають увагу дослідників і виробничників. Але основна маса проведених досліджень по визначенню точності і оптимізації умов обробки поверхонь деталей проводилася тільки для зовнішніх поверхонь. Разом з тим, обробка поверхонь каналів отворів займає не менш важливе місце в машинобудуванні і за об'ємом не поступається розглянутим процесам обробки зовнішніх поверхонь. Крім того, обробка точних отворів належить до найбільш

трудомістких процесів в машинобудуванні, та є більш складнішою, ніж обробка зовнішніх поверхонь, що обумовлене більш важчими умовами протікання самого процесу обробки, умовами транспортування стружки з каналу отвору, меншою жорсткістю осьових ріжучих інструментів, що використовуються при обробці таких поверхонь. Крім того при обробці каналів отворів необхідно забезпечувати не тільки точність розміру і форми, але також точність положення осі оброблюваного отвору відносно зовнішньої поверхні або інших отворів [1].

Велике значення для виробництва каналів глибоких отворів має виявлення можливостей і необхідних умов по зменшенню технологічного спадкування початкових погрішностей, оскільки вони роблять вирішальний вплив на точність, продуктивність праці при чистовій обробці отворів і на подальшу надійність роботи всіх деталей машини. Проблемні підвищення точності обробки, вібростійкості і продуктивності обробки отворів мірними осьовими інструментами вирішуються різними шляхами, наприклад за рахунок оптимізації конструктивних елементів та геометричних параметрів, орієнтації коливальної системи і режимів різання. Останні тісно пов'язані з розмірною стійкістю ріжучого інструменту, що використовується, точністю обробки, собівартістю виконання каналів глибоких отворів [1, 2].

Свердлення гвинтовими свердлами глибоких отворів є один з основних методів обробки отворів з глибиною до $15...20d$ в сучасному машинобудуванні. Публікації, що присвячені питанням щодо цього процесу в сучасній технічній літературі існує достатньо велика кількість. Проте, більшість з них направлені на дослідження тільки окремих питань, наприклад: стійкості, продуктивності обробки отворів, технології виготовлення, конструкції і умовам експлуатації гвинтових свердел, що використовуються. Кількість дослідницьких робіт, присвячених вивченню точності обробки каналів отворів в сучасній вітчизняній та закордонній технічній літературі досить невелике. Це пояснюється складністю дослідження процесу свердлення, зокрема:

- відсутністю візуального доступу до ріжучих кромки гвинтового свердла у процесі обробки;

- присутністю значних крутильних коливань в процесі обробки отворів з-за наявності погрішностей при заточуванні та самої конструкції ріжучого інструменту, що використовується;
- змінною швидкістю різання повздовж головних ріжучих кромки в напрямку до вершини леза;
- з неоднорідністю процесу стружкоутворення уздовж ріжучих кромки та складностями транспортування стружки з каналу обробленого отвору;
- малою осьюовою та повздовжньою жорсткістю конструкцій гвинтових свердел, що використовуються при обробці глибоких отворів;
- наявність виникнення, протікання та впливу одного на інше фізичних явищ (теплоутворення, зношення, наявність пакетів стружки в каналах отворів, адгезійна активність та інші), що супроводжують процес обробки отворів та впливають на якість обробленої поверхні.

Для більш яснішого розуміння впливу вище перерахованих чинників на точність обробки каналу отвору, процес свердлення необхідно дослідити в динаміці, і при цьому розглядати систему верстат-притосування-інструмент-деталь як єдину технологічну.

У зв'язку з цим дослідження процесу обробки, формоутворення та якості виконання каналів глибоких отворів при свердленні, в наступний час є затребуваним і актуальним завданням в сучасному машинобудуванні.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

При дослідженні питань, що присвячені процесу обробки заготовок, а частковості процесу формоутворення та якості виконання каналів глибоких отворів при свердленні слід розглядати наступні питання, що пов'язані з розгляданням системи верстат-притосування-інструмент-деталь. Дослідження цього питання проводили досить велика кількість дослідників, тому підсумував аналіз технічної літератури, як вітчизняної, так і закордонної, приділимо увагу більш значним роботам та тим, що розглядають велике коло питань пов'язане різними напрямками досліджень.

По даним ЭНІСМа, що присвячені точності виготовлення верстатів в сучасному машинобудування колишнього СРСР, їх розподіл приводять по ступеню точності на п'ять класів: найбільш поширений клас Н – нормальній точності, до якого відносяться більшість універсальних верстатів; клас П – верстати підвищеної точності з вищими вимогами до точності і якості виготовлення основних деталей верстата, їх монтажу і регулювання при збірці; клас В – верстати високої точності, відрізняються від базової моделі застосуванням спеціальної конструкції окремих деталей, високій точності виготовлення, якістю збірки і регулювання; клас А – верстати особливо високої точності, основні і базові елементи яких виготовлені і зібрані з жорсткішими вимогами, ніж у верстатах класу В; клас С – верстати особливо точні або майстер-верстати призначені для виготовлення деталей найвищої точності для верстатів класу А і В.

Як видно з приведеної класифікації, чим вищий клас точності виготовлення верстата, тим більша точність виготовлених на ньому деталей. Тому для отримання високих технічних умов, що притаманні конструкції обраної деталі, необхідно використовувати більш точніші верстати.

Аналіз літературних даних показує, що з практичної точки зору в конструкції ріжучого інструменту з метою досягнення необхідної точності деталі, необхідно враховані різноманітні нюанси, зокрема щодо вибору тих або інших початкових даних при проектуванні або підборі конструкції ріжучого інструменту при обробці отворів, ряд дослідників вирішує різними способами. Так наприклад, задачу підвищення стійкості свердел для глибокого свердлення рішення декількома способами: шляхом підвищення стійкості ріжучих елементів; змінюючи форму і розташування тих, що направляють; міняючи конструкції інструментів.

Разом з тим не приділяється належної уваги мікрорельєфу поверхні направляючих елементів, а саме його взаємодії з поверхнею оброблюваного отвору. Хоча мікрорельєф направляючих поверхонь значною мірою зумовлює умови тертя у зоні деформацій металу при глибокому свердленні, впливає на умови попадання змащувально-охолоджуючого середовища в фактичну зону площі контакту. Це у свою чергу робить вплив на силові параметри процесу

різання, а саме як на знос тих, що направляють, так і свердла в цілому. Отже, виявлення оптимального поєднання напрямів мікронерівностей поверхонь, що направляють свердло при глибокому свердленні і поверхні оброблюваного отвору повинне привести до підвищення стійкості свердел. Крім цього питання є велика кількість інших, що суттєво впливають на збільшення продуктивності свердлення і точності оброблених отворів, що в даній роботі мається на увазі під підвищенням ефективності глибокого свердлення.

Крім впливу точності виготовлення верстата та проблем пов'язаних з ріжучим інструментом, на точність виготовлення деталей впливає ще декілька факторів тобто фізичних явищ, які супроводжують процес різання. Великий вплив має теплота, що утворюється, при різанні матеріалів та тертя між інструментальним матеріалом та тім, що обробляється, яка викликає знос інструменту. Тому розглянемо деякі з них.

У процесі різання ланки технологічної системи нагріваються, що приводить до виникнення температурних погіршностей. Так, унаслідок нагріву інструменту подовжується його ріжуча частина, що приводить до виникнення погіршності форми і розмірів при обробці особливо довгих поверхонь, до коїх відносять глибоке свердлування. Виділення тепла при різанні приводить до нагріву оброблюваної заготовки, причому – чим довше заготовка, тим нерівномірніше вона нагрівається. Отже, змінюється її форма і розміри, що вносить додаткову погіршність обробки. Температура нагріву оброблюваної заготовки залежить від кількості теплоти, що поступає в заготовку, яка у свою чергу залежить від маси заготовки, теплоємності її матеріалу, режиму різання. Чим більше маса заготовки, тим менше вона схильна до температурних деформацій.

При роботі верстата виділяється теплота із-за тертя у вузлах і підшипниках, унаслідок чого нагріваються деталі верстата і його механізми. У токарно-гвинторізного верстата головним чином нагрівається передня бабка. Задня бабка, супорт і станина нагріваються декілька менше. Зважаючи на великі маси частин верстата, особливо станини, доцільно затверджувати, що

повільні температурні деформації, які відбуваються впливають на точність обробки деталей в незначній формі, але ж цей вплив помітний.

Великий вплив на точність обробки деталей має розмірний знос ріжучого інструменту у напрямі нормалі до оброблюваної поверхні. Характеристикою інтенсивності розмірного зносу є відносний знос (мкм), тобто розмірний знос доводиться на 1000 м шляху різання. Відносний знос має складну залежність від швидкості різання. У зоні низьких швидкостей (50 м/мін) він досить великий; при зростанні швидкості різання він зменшується, досягаючи мінімуму при оптимальному значенні. Подальше зростання швидкості різання приводить до збільшення відносного зносу.

Точність виготовлення пристосувань безпосередньо впливають на точність виготовлення деталей, так як це пов'язано з погрішностями базування самих деталей. Цьому питанню приділено досить велика увага, тому в рамках статті приділяти досить велику увагу немає сенсу.

3. Виклад основного матеріалу досліджень

На сучасний час при створенні математичної моделі по дослідженню обробки каналів отворів при глибокому свердлуванні, точність і якість обробки отворів визначається наступними параметрами: відхиленням розміру отворів; відхиленням форми отворів; відхиленням розташування осей (поверхонь отворів); шорсткістю обробленої поверхні отворів.

Розмір отвору зручніше виражати не в абсолютній формі, а за допомогою відхилення його від номінального розміру. Відхилення розміру отворів – алгебраїчна різниця між розміром дійсним і номінальним. Відхилення можуть бути позитивними (якщо розмір більше номінального) і негативними (якщо розмір менше номінального) [2, 4]. Відхилення форми отворів - відхилення реальної форми від форми номінальної поверхні. Розрізняють наступні види відхилень форми: овальність (відхилення від круглої, при якому отвір має форму овалу); ограновування (відхилення від круглої форми, при якому реальний профіль є багатогранною фігурою з різним числом граней, що іноді

змінюється по довжині обробленого отвору); конусоподібність; бочкоподібність; сідлоподібність; хвилястість профілю подовжнього перетину, при якому на обробленій поверхні утворюється регулярна хвилястість, що приводить до ступінчастості отвору з незначними перепадами діаметру. Відхилення розташування осей або поверхонь отворів - відхилення реального розташування від номінального (заданого). Розрізняють наступні види відхилень розташування осей (поверхонь) отворів: відхилення від паралельності отворів; відхилення від перпендикулярності осі; відхилення від співвісної; відхилення від симетричності; відхилення від перетину осей.

При створенні математичної моделі процесу обробки каналів отворів при глибокому свердлуванні гвинтовими свердлами в якості основних причин виникнення похибок при обробці глибоких отворів необхідно віднести наступні питання, які необхідно розглянути при дослідженні цієї проблеми. Тому необхідно врахувати, що на точність обробки каналів отворів при використанні осьових ріжучих інструментів при глибокому свердлуванні впливають різні чинники, які є причинами виникнення різноманітних дефектів: пластична деформація поверхневого шару заготовки при утворенні стружки, сприяє появі різноманітної величини шорсткості; геометрія ріжучого інструменту, що викликає таку погрішність як спадковість; не співпадання діаметру інструменту, що приступає до роботи, з діаметром отвору, на поверхню якого він спирається своїми направляючими елементами, що є причиною появи хвилястості профілю подовжнього перетину отвору; погрішність установки і переустановлення, що викликає відхилення осі обробленого отвору заготовки від заданого положення щодо прийнятої бази, і яка стає можливою із-за неможливості точного з'єднання основних і допоміжних баз осьового ріжучого інструменту і металоріжучої системи унаслідок невизначеності розташування їх системи координат; невизначеність базування при прийнятих в практиці комплектах баз для осьового ріжучого інструменту і металоріжучої системи, що підтверджується роботою [5, 6]; биття отвору, що викликає відведення і не прямолінійність осі, яке стає можливим унаслідок викривлення заготовки із-за

перерозподілу залишкової напруги в процесі обробки отвору; частота власних коливань інструменту сприяє появі ограновування; попадання стружки в зону різання, що викликає задирання і подряпини; напрям і величина стружкових канавок, від яких залежить величина шорсткості поверхні отриманого отвору.

При обробці свердленням отворів отримують такі параметри шорсткості $Ra=20...5$ мкм і точність, відповідна 12...14 квалітету (рідше 10 і 11-го квалітетів). Причиною порівняно невисокій точності просвердлених отворів є геометрія свердла, відхилення від співвісної свердла з шпинделем верстата, відхилення від симетричності заточеної ріжучої частини свердла, мала жорсткість свердла.

Свердлення і розсвердлювання отворів може проводитися по двох різних кінематичних схемах: 1) обертається свердло - деталь нерухома; 2) обертається деталь – свердло нерухоме.

У обох випадках свердло переміщається уздовж осі отвору в русі подачі. Іноді застосовується така схема, коли і оброблювана деталь і свердло обертаються в протилежних напрямках. При праці за першою схемою отвір виходить циліндровим, але можливе уведення осі свердла. При праці за другою схемою вісь отвору виходить прямолінійній, співпадаюча з віссю обертання деталі, але можливе утворення конусності і зміна діаметру отвору по довжині, підтверджується даними роботи [3]. Свердлами виготовляються отвори діаметром від 0,25 до 80 мм. Застосування свердел більшого діаметру обмежується жорсткістю конструкцій свердлувальних верстатів і оброблювані деталей, а малого діаметру - жорсткістю самого свердла.

При асиметричному заточуванні ріжучих кромek система сил, що діє на свердло, приводиться до осьової складової сили різання та моменту, що крутить, і невірноваженої складової радіальної сили. При симетричному заточуванні - до осьової складової сили різання і моменту, що крутить. Характер зміни сил різання, у міру збільшення швидкості різання, визначається зміною видів контактної взаємодії. Проте, при свердленні, зазвичай, одночасно існують декілька видів контактної взаємодії. Це пояснюється тим, що

швидкість різання на головній ріжучій кромці у допоміжних ріжучих кромках максимальна, а у перемички – наближається до нуля.

В результаті дії силових чинників, відбувається виникнення погрішностей обробки. За таких умов, свердленню притаманні такі два види погрішностей: розбиття отвору і уведення осі отвору. Розбиття отвору відбувається в результаті контакту допоміжних ріжучих кромки з поверхнею оброблюваного отвору. уведення осі свердла відбувається унаслідок вигинистих деформацій інструменту і копіювання погрішності обробленої поверхні на знов утворювану поверхню отвору. Деформація свердла надає дію на вузли і деталі верстата, перш за все на шпиндель.

При створенні математичної моделі (рис. 1), що описує вплив різноманітних чинників на якість оброблених отворів необхідно враховувати всі перераховані умови.

Висновки

Вирішення завдань збільшення продуктивності праці, ефективності виробництва, підвищення якості продукції, що випускається, тісно пов'язано з точністю обробки отворів мірними кінцевими інструментами, що широко використовуються в машинобудуванні. Проблема підвищення точності обробки деталей вирішується в трьох напрямках: поліпшення якості системи ВПД; усунення чинників, що породжують погрішність обробки, управління процесом обробки. При обробці отворів кінцеві інструменти є найменш жорсткою ланкою в системі ВПД. У зв'язку з цим поліпшення якості технологічної системи досягається, в основному, шляхом підвищення жорсткості, вібростійкої, зносостійкості і оптимізації геометричних параметрів інструменту. Придушення чинників, що викликають погрішність обробки отворів, здійснюється зазвичай посилюванням вимог до якості виготовлення і заточування кінцевих інструментів. Проте це зв'язано з великими витратами і мало ефективно. Найбільш перспективним є третій напрям – управління процесом обробки отворів. Проблема управління точністю обробки отворів мірними кінцевими інструментами вимагає вирішення широкого круга питань,



Рис. 1 – Математична модель, що описує вплив різноманітних чинників на якість оброблених отворів

починаючи з дослідження закономірностей утворення погрішностей обробки, математичного опису процесу утворення обробленої поверхні і її погрішностей залежно від умов обробки, розробки способів і засобів управління, і кінчаючи широким впровадженням в промисловість. Технологічне завдання підвищення точності і продуктивності обробки отворів мірними кінцевими інструментами зведене до завдання оптимального управління, що вирішується на основі використання принципу максимуму шляхом оптимізації конструктивних параметрів, орієнтації коливальної системи інструменту і режимів різання.

Розроблена математична модель на підставі побудови геометричного образу оброблюваного отвору при свердленні, методики побудови геометричного образу і прогнозування точності обробки отвору на основі вимірювання траєкторій формоутворення дозволяють проводити розрахунок і побудову геометричного образу оброблюваного отвору в тривимірному просторі з високою точністю і на його основі визначати показники точності отвору.

Список використаних джерел:

1. Холмогорцев Ю. П. Оптимизация процессов обработки отверстий / Ю. П. Холмогоров. – М.: Машиностроение, 1984. – 184с.
2. Быков С. Ю. Исследование траектории вращения шпинделя при сверлении / С. Ю. Быков, А. В. Соколов, В. В. Юркевич // Волжский технологический вестник. – Волгоград, 2005. – № 2. – С. 38–42.
3. Королева Е. М. Работа осевого режущего инструмента в металлорежущей системе / Е. М. Королева, Н. А. Никишина // Вестник машиностроения. – 2000. – № 12. – С. 41–45.
4. Быков С. Ю. Факторы, определяющие качество процесса сверления спиральными сверлами / С. Ю. Быков // Известия Волгоград. гос. техн. ун-та. Сер. «Прогрессивные технологии машиностроения». – Волгоград, 2006. – Вып. 2, № 4. – С. 25–28.

5. Лакирев С. Г. Обработка отверстий / С. Г. Лакирев. – М.: Машиностроение, 1984. – 208 с.

6. Родин П. Р. Основы формообразования поверхностей резанием / П. Р. Родин. – К. : Вища шк., 1977. – 192 с.

Маршуба В.П., Чернякова О.В. «Отдельные вопросы при создании математической модели сравнительного обеспечения точности отверстий при глубоком сверлении винтовыми сверлами».

В статье показана математическая модель качества и точности обработки каналов отверстий, которая предоставляет возможность прогнозировать вероятность увеличения производительности труда, эффективности производства, повышения качества выпускаемой продукции, что тесно связано с точностью обработки отверстий мерными конечными инструментами, которые широко используются в машиностроении. Математическая модель заключается в создании методов прогнозирования на базе 3-d модели с учетом разнообразных факторов.

Ключевые слова: математическая модель; точность и качество отверстий; 3-d модели.

Маршуба В.П., Чернякова О.В. «Окремі питання при створенні математичної моделі порівняльного забезпечення точності отворів при глибокому свердлуванні гвинтовими сверлами».

В статті показана математична модель якості і точності обробки каналів отворів, яка надає можливість прогнозувати вірогідність збільшення продуктивності праці, ефективності виробництва, підвищення якості продукції, що випускається, що тісно пов'язано з точністю обробки отворів мірними кінцевими інструментами, що широко використовуються в машинобудуванні. Математична модель полягає в створенні методів прогнозування на базі 3-D моделі з урахування різноманітних чинників.

Ключові слова: математична модель; точність і якість отворів; 3-D моделі.

Marshuba V.P., Chernyakova O.V. «Separate questions at creation of mathematical model comparative providing of exactness of openings at the deep boring spiral drills».

The mathematical model of quality and exactness of treatment of ductings of openings is rotined in the article, which gives possibility to forecast probability of increase of the labour productivity, efficiency of production, upgrading turning out products, that is closely related to exactness of treatment of openings the measured eventual instruments which are widely utillized in an engineer. A mathematical model consists in creation of methods of prognostication on a base of 3-d model taking into account various factors.

Key words: mathematical model; exactness and quality of openings; 3-d models.

Стаття надійшла до редакції 5 грудня 2011 р.

©Изюмская Л.Ф.

РАСЧЕТ КУЛАЧКОВО-ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА С НЕПРЕРЫВНЫМ ПЕРИОДИЧЕСКИМ ДВИЖЕНИЯМ ВЕДОМОГО ВАЛА

1. Постановка проблемы

При работе некоторых механизмов нужно осуществить вращательное движение с периодически повторяющимся (на интервале каждого оборота) законом изменения угловой скорости. Это необходимо, например, в механизмах обкатки лентошлифовальных станков, чтобы выдержать постоянной скоростью перемещения точки контакта между лентой и шлифуемой деталью, профиль которой имеет переменный радиус кривизны. При равномерном вращении детали с переменным радиусом кривизны скорость может существенно изменяться, что приводит к искажению шлифуемого профиля вследствие повышенного съема материала на участках с малыми радиусами кривизны. Аналогичный случай наблюдается в шевинговальных станках. Рассматриваемый механизм можно применить для компенсации неравномерного движения цепи, цепных конвейеров [2].

2. Цель исследования

Задача состоит в том, чтобы по заданной функции $\omega_1 = \omega_1(t)$, удовлетворяющей условиям: а) $\omega_1(t_i) = \omega_1(t_i + T)$ (Т-период),

$$\varphi_1(0) = 0, \varphi_1(T) = 2\pi(\varphi_1(t)) = \int_0^T \omega_1(t) dt - \text{угол поворота вала 1};$$

требованиям $\omega_4 = const$, $I_{41} = const$, $I_{42} = const$, $I_{21} = const$, и другим дополнительным условиям, определить $\omega_4, I_{41}, I_{42}, I_{21}$, некоторые параметры кулачкового механизма и данные для построения профиля кулачка.

3. Основная часть

Рассмотрим задачу кинематического синтеза дифференциального зубчато-рычажного механизма (рис. 1) с замыкающей цепью, которая включает кулачок 6, закрепленный на валу сателлитов 2, и ролик 7, установленный на стойке 8.

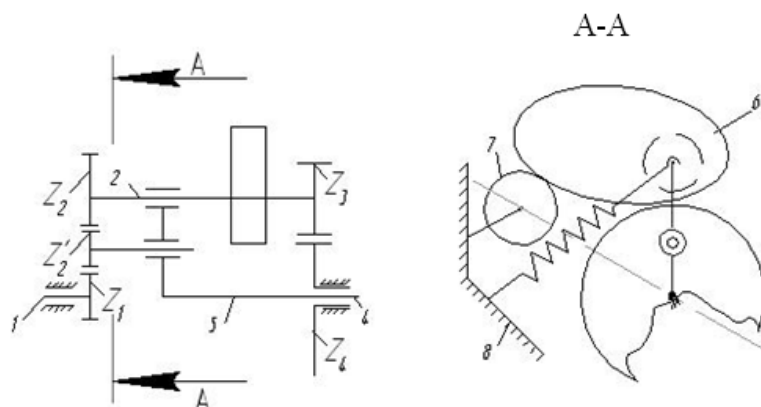


Рис. 1 – Кинематическая схема зубчато-рычажного механизма

Валы 1, 4 солнечных колес связаны с валом сателлитов зубчатой передачи. Если задать движение валу 4, то вал сателлитов и одновременно с ним кулачок будут вращаться, приводят во вращение водило 5. В результате вал 1 получит вращение с некоторой «суммарной» угловой скоростью. Принимая, что вал 4 – ведущий, а вал 1 – ведомый, введем следующие обозначения: $\omega_1, \omega_2 = \omega_{\text{кул.}}, \omega_4, \omega_5 = \omega_B$ – угловая скорость валов 1, 2, 4 и водила 5; I_{41}, I_{42}, I_{21} – передаточные отношения при неподвижном водиле от вала 4 к 1, от 4 к 2, от 2 к 1 соответственно. Тогда $I_{41} = I_{42}I_{21}$. Составим формулы, выражающие связь угловых скоростей валов механизма и соответствующих передаточных отношений. Воспользовавшись методом инверсии, находим:

$$u_{41} = \frac{\omega_4 - \omega_B}{\omega_1 - \omega_B}; \quad (1)$$

$$u_{42} = \frac{\omega_4 - \omega_B}{\omega_2 - \omega_B}. \quad (2)$$

Из уравнения (1) имеем:

$$\omega_B = \frac{\omega_4 - u_{41}\omega_1}{1 - u_{41}}; \quad (3)$$

$$\omega_1 = \frac{\omega_4}{u_{41}} - \frac{\omega_B(1-u_{41})}{u_{41}}. \quad (4)$$

Из выражения (2):

$$\omega_2 = \frac{\omega_4}{u_{42}} - \frac{\omega_B(1-u_{42})}{u_{42}}. \quad (5)$$

Угловую скорость вала 2 (кулачка) представим в виде:

$$\omega_2 = \omega_B + \omega_{OT}, \quad (6)$$

где ω_{OT} – относительная скорость вала кулачка по отношению к водилу. Из формулы (6), подставляя сюда (3), (5), получаем:

$$\omega_{OT} = \frac{u_{41}(\omega_1 - \omega_4)}{u_{42}(1-u_{41})}. \quad (7)$$

Из соотношения (4) следует, что условие периодичности функции $\omega_1(t)$ при $\omega_4 = const$, $i_{41} = const$ обеспечивается, если $\omega_B(t)$ – периодическая функция с периодом $T_B = \frac{1}{k}T$, где $k=1, 2, 3\dots$

В дальнейшем принимаем $k=1$, так как увеличение k приводит к увеличению максимальных ускорений водила, что нежелательно, поскольку возрастают динамические нагрузки в кинематической паре кулачок-ролик. Полагая $T_B = T$, для угла поворота водила запишем $\varphi_B(t) = \varphi_{BO} + \Delta\varphi_B(t)$ (рис. 2, а).

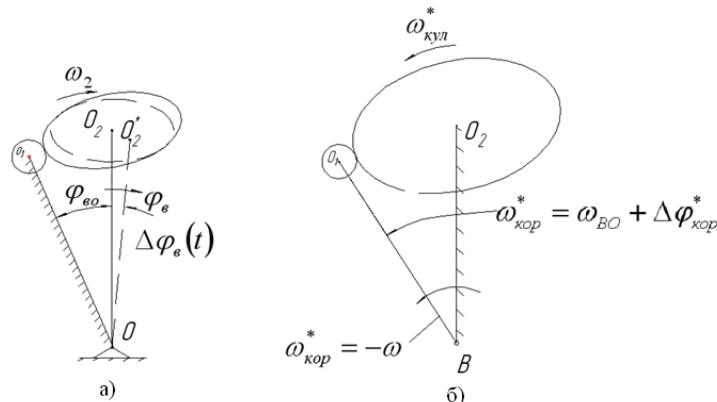


Рис. 2 – Кинематическая схема кулачок-ролик

Следовательно, при $t = 0$, $t = T$ имеем:

$$\varphi_B(0) = \varphi_B(T) = \varphi_{BO}, \quad (8)$$

где φ_{BO} – минимальный угол, образуемый осью водила OO_2 и прямой OO_1 , соединяющей его центр O с центром ролика O_1 . Интегрируя выражение (3) в пределах $O - T$, получаем:

$$\omega_4 = u_{41}\omega_{1cp}. \quad (9)$$

Здесь:

$$\omega_{1cp} = \frac{1}{T} \int_0^T \omega_1(t) dt. \quad (9a)$$

Из (рис. 2, б) следует, что $\omega_{1cp} = 2\pi/T$. Тогда

$$\omega_4 = \frac{2\pi \cdot u_{41}}{T}. \quad (10)$$

Такую зубчатую передачу с передаточными отношениями u_{41} , u_{42} можно осуществить с помощью цилиндрических колес внешнего зацепления. Из соотношений (4), (5), видим, что если $u_{41} = u_{42}$, то $\omega_1 = \omega_2$. Условие $u_{41} = u_{42}$ облегчает расчет, но усложняет конструкцию. Для упрощения конструкции механизма можно допустить, что $u_{41} = -u_{42}$, что исключает колесо z_2 . Передача с минимальным числом колёс, удовлетворяющих условию $u_{41} = u_{42}$, приведена на (рис. 1). Для получения одинаковых знаков у передаточных отношений вводим шестерню z_2 .

$$u_{41} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_2'}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4}, \quad (11)$$

$$u_{41} = \frac{z_3}{z_4} \quad (12)$$

Поскольку дополнительные ограничения на выбор передаточных отношений отсутствуют, полагаем $|z_1/z_2| = 1$.

Определим теперь u_{41} . Интегрируя выражение (3) от 0 до t и учитывая (9), имеем:

$$\Delta\varphi_B(t) = \frac{u_{41}}{1-u_{41}} [\omega_{1cp}t - \varphi_1(t)]. \quad (13)$$

Здесь:

$$\varphi_1(t) = \int_0^t \omega_1(t) dt. \quad (13a)$$

Экстремальные значения достигаются в формуле (13) в точках, где $t = t_{\dot{y}}$.

При этом уравнение (3) обращается в нуль:

$$\omega_4 - u_{41} \omega_1(t_{\dot{y}}) \quad (14)$$

Подставляя (9) в соотношение (14), получаем уравнение:

$$\omega_{1\bar{n}\delta} = \omega(t_{\dot{y}}) \quad (15)$$

Отсюда находим t_3 .

Из выражения (13) при $t=t_3$ имеем экстремумы $\Delta\varphi_{\hat{A}}(t)$ для значений $0 \leq t_{\dot{y}} \leq T$:

$$\Delta\varphi_{\hat{A}\dot{Y}} \frac{\dot{e}_{41}}{1 - \dot{e}_{41}} \left[\omega_{1\bar{n}\delta} t_{\dot{y}} - \varphi_1(t_{\dot{y}}) \right] \quad (16)$$

Конструктивные соображения и практика проектирования кулачковых механизмов показывают, что максимальный угол размаха коромысла (рис. 2) (в нашем случае – водила $\Delta\varphi_{\max}$) не должен превышать $20 - 30^\circ$. Из формулы (16) вытекает, что $\Delta\varphi_{B\max}$ будет наблюдаться, когда выражение в квадратной скобке достигнет максимума. Следовательно, из всех значений t_3 , найденных по выражению (15), выделим то значение $t_{\dot{y}} = t_{\dot{y}}^*$, которое дает максимум выражению в квадратной скобке в (16). Данное значение $t_{\dot{y}}^*$ учитываем дальше.

В предложенной конструкции передаточное отношение может быть либо целым числом, либо простой дробью. Величину $\Delta\varphi_{\hat{A}\max}$ из интервала $20 - 30^\circ$ выбираем так, чтобы это условие удовлетворялось при расчете u_{41}^* по формуле:

$$u_{41}^* = \frac{\Delta\varphi_{B\max}}{\left[\omega_{cp} t_{\dot{y}}^* - \varphi_1(t_{\dot{y}}^*) \right] - \Delta\varphi_{\max}}, \quad (17)$$

которая вытекает из (16).

Установив u_{41}^* , а значит, и u_{42} , подбираем числа зубьев колес зубчатой передачи, а по уравнению (9) находим ω_4 .

Кулачковый механизм имеет ту особенность, что ось кулачка расположена на подвижном водиле, а ось ролика – на неподвижной стойке (рис. 2,а). Чтобы применить известные методы расчёта [2] центрального профиля кулачка, сообщим кулачковому механизму, включающему стойку 8, водило 5 и кулачок 6, угловую скорость ω_B . Тогда кулачок будет вращаться с угловой скоростью $\omega_{кул}^*$, равной $\omega_{от}$ (7), что с учётом (9) и условия $u_{41} = u_{42}$ приводит к выражению

$$\omega_{\hat{\epsilon}\hat{o}\hat{e}}^* = \frac{\omega_1(t) - u_{41}\omega_{1cp}}{1 - u_{41}} \quad (18)$$

Стойка 8 после инверсии приобретает скорость $\omega_{\hat{\epsilon}\hat{i}\hat{\delta}}^* = -\omega_A(t)$, которую теперь можно рассматривать как коромысло обычного кулачкового механизма (рис.2, б).

Из выражений (3), (9) следует

$$\omega_{\hat{\epsilon}\hat{i}\hat{\delta}}^* = \frac{u_{41}}{1 - u_{41}} [\omega_{1cp} - \omega_1(t)] \quad (19)$$

Интегрируя уравнения (18), (19) и имея в виду, что при $t=0$

$$\varphi_{\hat{\epsilon}\hat{o}\hat{e}}^*(0) = 0; \quad \Delta\varphi_{\hat{\epsilon}\hat{i}\hat{\delta}}^*(0) = 0$$

Получаем

$$\varphi_{\hat{\epsilon}\hat{o}\hat{e}}^* = \frac{1}{1 - u_{41}} [u_{41}\omega_{1cp}t - \varphi_1(t)] \quad (20)$$

$$\Delta\varphi_{\hat{\epsilon}\hat{i}\hat{\delta}}^* = \frac{-u_{41}}{1 - u_{41}} [\omega_{1cp}t - \varphi_1(t)] \quad (21)$$

По формулам(19), (21) с учетом допустимого угла давления определяем φ_{BO} (рис. 2).

Затем с помощью известных методов [1, 3] рассчитываем центральный профиль кулачка по(20-21).

Список использованных источников:

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин : учеб. для втузов / И. И. Артоболевский. – 4-е изд, перераб. и доп. – М. : Наука, 1988. – 639 с.

2. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин : учеб. пособие для машиностроит. вузов / С. Н. Кожевников. – 4-е изд., испр. – М. : Машиностроение, 1973. – 591 с.

3. Ротбарт Г. А. Кулачковые механизмы : (Проектирование, динамика и вопросы точности изготовления) / Г. А. Ротбарт ; пер. с англ. Э. Л. Аксельрада [и др.] ; под ред. Н. И. Колчина. – М. : Судпромгиз, 1960. – 336 с.

Изюмская Л.Ф. «Расчёт кулачково-планетарного механизма с непрерывным периодическим движениям ведомого вала».

В статье рассматривается задача синтеза механизма, обеспечивающего требуемое непрерывное периодическое вращательное движение ведомого звена. Приведены расчётные зависимости и методика синтеза.

Ключевые слова: кулачок, расчётные зависимости, синтез.

Ізюмська Л.Ф. «Розрахунок кулачково - планетарного механізму з неперервним періодичним рухом веденого валу».

У статті розглядається задача синтезу механізму, що забезпечує потрібний неперервний періодичний обертовий рух веденої ланки. Приведені розрахункові залежності та методика синтезу.

Ключові слова: кулачок, розрахункові залежності, синтез.

Izumskaya LF. “Calculation of the cam-planetary mechanism with continuous periodic motion of the driven shaft”.

The paper considers the problem of designing a mechanism for periodically required continuous rotary motion of the driven member. The calculated dependence and the method of synthesis.

Key words: cam, calculated curves, synthesis.

Стаття надійшла до редакції 8 грудня 2011 р.

©Знайдюк В.Г., Островський О.С.

АНАЛІЗ ТОЧНОСТІ ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЇ ПРИ ВІБРОДІАГНОСТУВАННІ МОЛОТИЛЬНИХ БАРАБАНІВ

1 Постановка проблеми

Вдосконалення конструкції, зменшення рівня шуму та вібрації, точне визначення працездатності та залишкового ресурсу – актуальні напрямки розвитку вітчизняної зернозбиральної техніки. Саме молотильні барабани є визначальними елементами працездатності та ефективності використання зернозбиральних комбайнів, їх надійності та ресурсу.

Розробка та використання науково обґрунтованих методик діагностування молотильних барабанів, що дають можливість достовірно оцінити їх основні параметри є актуальною.

2 Аналіз останніх досліджень і публікацій

Дослідження показують що найбільший вплив на виникнення вібрації в сільськогосподарських машинах надають сили інерції різних неврівноважених мас (молотильних й подрібнювальних барабанів, ріжучих складальних одиниць комбайнів і та ін.). Слід зазначити, що проблема балансування роторів і врівноважування механізмів є однією із самих складних у сучасній техніці, якість рішення якої визначає рівень вібрації й шуму машини, її працездатність, продуктивність, надійність і ресурс [1]. У цих умовах істотно зростає роль контролю й діагностики використовуваних механізмів. Способи контролю параметрів технічного стану машин і механізмів, які застосовуються в наш час, припускають їх повне або часткове розбирання. Ця процедура порушує приробляння складальній одиниці і скорочує термін безаварійної служби. Збиток, заподіюваний періодичним профілактичним оглядом обладнання під

час експлуатації, настільки великий, що одною з першочергових проблем у різних галузях техніки стала проблема переходу від експлуатації по заздалегідь призначеному ресурсу до експлуатації й технічного обслуговування механізмів по даним систематичного безрозбірного контролю параметрів технічного стану й результатам діагностування [2].

Вітчизняний і закордонний досвід показує, що одним з найважливіших засобів підвищення якості, надійності й економічній ефективності використання механічного обладнання є застосування систем віброакустичного діагностування, що усуває демонтаж і розбирання обладнання. Вимоги забезпечення комплексної безрозбірної оцінки технічного стану машин і механізмів у робочих умовах висувають на перший план саме методи віброакустичної діагностики, як найбільш чуттєві до різних відхилень параметрів технічного стану від норми [3].

Розглянемо фактори, що впливають на ймовірності помилок вібродіагностування молотильного барабана, при цьому будемо вважати, що припустимий рівень вібрації механізму, що діагностується, відомий. Помилки діагностування полягають у тому, що молотильний барабан (МБ), рівень вібрації якого перевищує (не перевищує) норму, діагностується як справний (дефектний) відповідно. Ці помилки можуть бути викликані як погрішністю виміру рівня вібрації, властивому приладу, так і зовнішніми факторами, [4].

3 Виклад основного матеріалу

Визначимо ймовірності помилок вібродіагностування, ґрунтуючись на законах розподілу діагностичного параметра й погрішності його виміру, [4]:

$$P_{01} = \int_{-\infty}^{L_p} \rho(L) \int_{L_p-L}^{\infty} \rho_e(e) de dL, \quad P_{10} = \int_{L_p}^{\infty} \rho(L) \int_{-\infty}^{L_p-L} \rho_e(e) de dL, \quad (1)$$

де P_{01} – ймовірність помилки I роду (бракування справного виробу);

L_p - припустимий рівень вібрації, дБ;

ρ - щільність ймовірності рівня вібрації, дБ-1;

L – рівень вібрації, дБ;

ρ_e – щільність імовірності погрішності виміру рівня вібрації, дБ-1;

e – погрішність виміру рівня вібрації, дБ;

P_{10} – імовірність помилки II роду (пропуску дефектного виробу).

При визначенні закону розподілу рівня вібрації МБ застосуємо відомі апроксимації зміни зазорів в опорах кочення з наробітком і взаємозв'язку зазорів з інтенсивністю вібрації. Зношування деталей сільськогосподарської техніки, у тому числі й МБ, з наробітком апроксимується статистичною функцією [5, 6]:

$$\delta(t) = \delta_0 + V_c t^\alpha, \quad (2)$$

де δ – зазор у сполученні деталей, м;

t – наробіток, з;

δ_0 – початкове значення зазору (після приробляння), м;

$$L(t) = 20 \lg \frac{a(t)}{a_{REF}} = L_0 + 20\beta l \left(1 + \frac{V_c}{\delta_0} t^\alpha \right) - \text{швидкість зношування, м/с;}$$

α – показник ступені в статичній апроксимації зношування від наробітку.

При ударних процесах у сполученні деталей залежність середньквдратичного значення (СКЗ) вібрації від зазору апроксимують статистичною функцією [7–9, 10]:

$$a(\delta) = k_\beta \delta^\beta, \quad (3)$$

де α – віброприскорення, м/с²;

k_β – коефіцієнт пропорційності в статичній апроксимації залежності віброприскорення від зазору в сполученні деталей;

β – показник ступеня в статичній апроксимації залежності віброприскорення від зазору в сполученні деталей.

Однак, рівень вібрації підшипникових складальних одиниць і клиноремінних передач визначається не тільки зазором, але і їхньою змінною твердістю. Тому залежності віброприскорення від зазору апроксимують суми деякій постійній складової й складовій, пропорційної зазору [8, 11–13]. Відомо,

що при наближенні таких складальних одиниць до граничного стану СКЗ їхньої вібрації багаторазово зростають [9, 11, 14, 15]. Оскільки помилки діагностування, викликані погрішністю виміру вібрації, можливі лише при значенні зазору, близькому до припустимого (перевищуючому початкове в кілька разів), та зазначеній постійній складовій можна зневажити й, надалі, прийняти СКЗ вібрації в смузі частот вібродіагностувального ознаку дефекту пропорційному зазором (3). Підставляємо (2) в (3) і переходячи до логарифмічних одиниць виміру віброприскорення, одержимо:

$$a(t) = \kappa_{\beta} (\delta_0 + V_c t^{\alpha})^{\beta}, \quad (4)$$

$$L(t) = 20 \lg \frac{a(t)}{a_{REF}} = L_0 + 20\beta \lg \left(1 + \frac{V_c}{\delta_0} t^{\alpha} \right), \quad (5)$$

де a_{REF} - опорне значення віброприскорення, м/с^2 ;

L_0 – початковий рівень, ДБ.

Існуюча окремим випадком (3.34) формула (відрізняючись одиничним показником ступеня в залежності віброприскорення від зазору), застосована в [16] при обробці результатів випробувань підшипників.

Оскільки діагностуванню можуть піддаватися як нові, так і близькі до граничного стану МБ, то з урахуванням нерівномірності навантаження механізмів [6] і варіації наробітку до діагностування, приклад закон розподілу наробітку до діагностування рівномірним, а щільність імовірності рівня вібрації обчислимо, використовуючи теорію функцій випадкових величин; [4]:

$$\rho(L) = \frac{1}{T} \cdot \left| \frac{dt(L)}{dL} \right| = \frac{\ln 10}{20\alpha\beta \sqrt{\delta_L / \delta_0 - 1}} \left(10^{(L-L_0)/20\beta} - 1 \right)^{\frac{1}{\alpha} - 1} \cdot 10^{(L-L_0)/20\beta}, \quad (6)$$

де δ_L – граничне значення зазору, м.

Обчислимо щільність імовірності припустимого рівня вібрації, визначивши з (2) наробіток до досягнення припустимого зазору й підставивши в (6)

$$t_P = \alpha \sqrt{\frac{\delta_P - \delta_0}{V_C}}, \quad (7)$$

$$L_p = L(t_p) = L_0 + 20\beta \lg \left(1 + \frac{\delta_p - \delta_0}{\delta_0} \right), \quad (8)$$

$$\rho(L_p) = \frac{0,115}{\alpha\beta} \alpha \sqrt{\frac{\delta_p/\delta_0 - 1}{\delta_L/\delta_0 - 1}} \cdot \frac{1}{1 - \delta_0/\delta_p}; \quad \alpha = 1,5; \quad \beta = 1, [6, 7], \quad (9)$$

де t_p – наробіток до досягнення зазором припустимого значення, с;

δ_p - припустиме значення зазору, м;

L_p – припустимий рівень вібрації, ДБ.

Тому що погрішність виміру залежить від численних факторів, то можна думати, що її розподіл близько до усікання нормальному розподілу. Апроксимуємо його рівномірним законом на інтервалі, обмеженому максимальною погрішністю виміру (при найгіршому сполученні параметрів компонентів):

$$p_e(e) = \begin{cases} 1/2E & \text{іде } |e| \leq E, \\ 0 & \text{іде } |e| > E, \end{cases} \quad (10)$$

де E – максимальний модуль погрішності виміру рівня вібрації, ДБ.

Виходячи із [7], прийmemo щільність імовірності діагностичного параметра поблизу припустимого значення (тобто на інтервалі $[L_p - E; L_p + E]$) постійної й рівної $\rho(L_p)$. Підставляючи (9, 10) в (1), визначимо ймовірності помилок і вірогідність діагностування (тобто ймовірність безпомилкового висновку про наявність або відсутність дефекту [17]).

$$P_{01}(E) = \rho(L_p)E/4, \quad P_{10}(E) = \rho(L_p)E/4, \quad (11)$$

$$D(E) = 1 - P_{01}(E) - P_{10}(E) = 1 - \frac{\rho(L_p)E}{2}, \quad (12)$$

де D – імовірність діагностування.

Підставляючи (7) в (12), одержимо вираження для обчислення вірогідності вібродіагностування зазору в підшипникових СО МБ:

$$D(E) = 1 - \frac{0,058}{\alpha\beta} \alpha \sqrt{\frac{\delta_p/\delta_0 - 1}{\delta_L/\delta_0 - 1}} \cdot \frac{E}{1 - \delta_0/\delta_p}. \quad (13)$$

Для застосування формул (11 – 13) при обґрунтуванні параметрів приладу для вібродіагностування сільськогосподарської техніки необхідно визначити чисельне значення щільності ймовірності припустимого рівня вібрації в смугах частот ознак дефектів МБ. Для цього обчислимо значення $\rho(L_p)$ по формулі (7) на підставі даних про початкові (після прироблення), припустимих і граничних зазорів у підшипниках і клиноремінних передачах на прикладі існуючих моделей вітчизняних зернозбиральних комбайнів.

Припустимі значення зазорів визначимо, на підставі цих даних, для післяремонтного середнього ресурсу, рівного 80% доремонтний наробітку, з (1):

$$\delta_\rho = \delta_0 + (\delta_L - \delta_0) \left(\frac{t_\rho}{T} \right)^\alpha. \quad (14)$$

Усереднені значення щільності ймовірності $\rho(L_p)$ припустимого рівня вібрації для підшипників кочення МБ і для клиноремінної передачі представлені в табл. 1.

Таблиця 1 – Усереднені значення щільності ймовірності $\rho(L_p)$ припустимого рівня вібрації

Найменування	Щільність імовірності припустимого рівня вібрації, (прилад ДБ-1)
Підшипники кочення	0,063
Клиноремінна передача	0,147

Доцільно використати усереднене по підшипниках кочення МБ і клиноремінній передачі значення $\rho(L_p)$. Таке усереднене значення прийняте рівним $0,11 \text{ дБ}^{-1}$.

Отже, формули (11, 12), що зв'язують погрішність виміру рівня вібрації з ймовірностями помилок і вірогідністю вібродіагностування МБ приймуть вид:

$$P_{01}(E) \approx 0,025 E, \quad P_{10}(E) \approx 0,025 E \quad (15)$$

$$D(E) \approx 1 - 0,05 E \quad (3.50)$$

Висновки

Таким чином, отримані залежності ймовірностей помилок і вірогідності діагностування від погрішності виміру рівня вібрації. Оскільки зменшення цієї погрішності супроводжується збільшенням вартості компонентів приладу, то отримані залежності можуть застосовуватися при його параметричній оптимізації за критерієм вартість - ефективність.

Список використаних джерел:

1. Современные методы и средства балансировки машин и приборов / М. В. Баркан [и др.]; под. общ. ред. В. А. Щепетильникова. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Генкин М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
3. Знайдюк В. Г. Розробка методики і устаткування для динамічного балансування молотильного барабана зернозбирального комбайна / В. Г. Знайдюк // Вісник ХНТУСГ. – Х., 2009. – Вип. 76. – С. 55–61.
4. Шевченко С. А. Совершенствование технических средств и технологии диагностирования агрегатов сельскохозяйственной техники : дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / С. А. Шевченко. – Х., 2004. – 207 с.
5. Михлин В. М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники / В. М. Михлин. – М.: Колос, 1984. – 355 с.
6. Анилович В. Я. Надежность машин в задачах и примерах / В. Я. Анилович, О. С. Гринченко, В. Л. Литвиненко. – Харьков: Око, 2001. – 320 с.
7. Техническая диагностика тракторов и зерноуборочных комбайнов / В. А. Аллилуев, В. С. Ждановский, А. В. Николаенко [и др.]; под ред. В. М. Михлина. – М.: Колос, 1978. – 287 с.
8. Техническая эксплуатация машино-тракторного парка / В. А. Аллилуев, А. Д. Анадьин, В. М. Михлин. – М.: Агропромиздат, 1991. – 367 с.

9. Мигаль В. Д. Вибрационные методы оценки качества тракторов на стадиях проектирования, изготовления и эксплуатации : автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.02 / В. Д. Мигаль ; ХНАДУ. – Харьков, 2002. – 32 с.

10. Руководство по текущему ремонту зерноуборочного комбайна “Дон-1500” и его модификаций / Т. А. Баньковская, И. В. Гудим, В. Г. Знайдюк [и др.] ; под ред. проф. В. А. Войтова. – НИТИ ХНТУСХ, 2006. – 292 с.

11. Горбачев А. В. Вибрационная диагностика переднего ведущего моста тракторов (на примере трактора МТЗ-80) : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / А. В. Горбачев ; Ленингр. с.-х. ин-т. – Л., 1981. – 17 с.

12. Бельских В. И. Диагностирование и обслуживание сельскохозяйственной техники / В. И. Бельских. – М.: Колос, 1980. – 575 с.

13. Явленский К. Н. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем / К. Н. Явленский, А. К. Явленский. – Л.: Машиностроение, 1983. – 239 с.

14. Ляшенко С. А. Математические модели роторов в системах диагностики вращающихся узлов сельскохозяйственных машин : дис. ... канд. техн. наук: 01.05.02 / С. А. Ляшенко. – Х., 2002. – 193 с.

15. Попков В. К. Виброакустическая диагностика в судостроении / В. К. Попков, Э. Л. Мышинский, О. Н. Попков. – Л.: Судостроение, 1989. – 257 с.

16. Липский Г. К. Диагностика шарикоподшипниковых опор роторных систем по вибрационному сигналу / Г. К. Липский, М. Ю. Пальм, В. В. Сластенов // Новые методы и средства виброакустических исследований и диагностики : материалы семинара. – Л.: Ленингр. дом науч.-техн. пропаганды. 1990. – С. 69–74.

17. Сергеев А. Г. Точность и достоверность диагностики автомобилей / А. Г. Сергеев. – М.: Транспорт, 1980. – 188 с.

Знайдюк В.Г., Островський О.С. «Аналіз точності вимірювання параметрів вібрації при вібродіагностуванні молотильних барабанів».

Актуальними є розробка та використання науково обґрунтованих методик діагностування молотильних барабанів, що дають можливість достовірно оцінити їх основні параметри. Отримані залежності ймовірностей помилок і вірогідності діагностування від погрішності виміру рівня вібрації.

Ключові слова: помилки діагностування, молотильні барабани, точність вимірювання, вірогідність діагностування, рівень вібрації.

Знайдюк В.Г., Островский О.С. «Анализ точности измерения параметров вибрации при вибродиагностике молотильных барабанов».

Разработка и использование научно обоснованных методик диагностики молотильных барабанов, которые дают возможность достоверно оценить их основные параметры, – актуальны. Получены зависимости вероятностей ошибок и достоверности диагностики от погрешности измерения уровня вибрации.

Ключевые слова: ошибки диагностирования, молотильные барабаны, точность измерения, вероятность диагностики, уровень вибрации.

Znajduk B.G., Ostrovskiy O.S. “Analysis of the measurement accuracy of vibration parameters for vibration diagnostics of threshing drum”.

The development and use of science-based methods of diagnostics threshing drum, which give the possibility to reliably estimate their main parameters, – relevant. Dependences of the probability of error and reliability of the diagnosis of the error of the level measurement of vibration.

Key words: errors diagnosis, threshing drums, accuracy of measurement, probability diagnostics, vibration level.

Стаття надійшла до редакції 20 червня 2011 р.

©Дерябкина Е.С.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СЛУЧАЙНОЙ ВЕЛИЧИНЫ ПРОЧНОСТИ СЦЕПЛЕНИЯ ГАЗОПЛАМЕННЫХ ПОКРЫТИЙ, НАПЫЛЕННЫХ ПО ТРАДИЦИОННОЙ И СОВМЕЩЕННОЙ ТЕХНОЛОГИЯМ

1. Постановка проблемы

Одним из основных параметров, определяющим качество напыленного покрытия, является прочность сцепления с основой. Повысить адгезионную и когезионную прочности сцепления покрытия с основой возможно путем применения дополнительных воздействий на основу и формируемое покрытие. Щеточная обработка применяется, с целью подготовки поверхности детали перед напылением (для очистки и создания необходимой шероховатости), и в процессе напыления формирующихся слоев покрытия для удаления частиц с низкой когезионной прочностью и активации поверхности напыленного слоя. Такая комбинированная технология позволяет повысить адгезионную и когезионную прочность покрытия, благодаря послойной релаксации напряжений, за счет пластической деформации наносимых слоев вращающейся металлической щеткой. Применение щеточной обработки выводит обрабатываемую поверхность из состояния термодинамического равновесия со средой, освобождая межатомные связи поверхностных атомов, повышает суммарную площадь приваривания напыляемых частиц, что способствует увеличению прочности сцепления покрытия с основой.

Проведены исследования с целью определения влияния скорости вращения и параметров щетки на прочность сцепления покрытия с основой (при фиксированных параметрах режима газопламенного напыления). Основываясь на предварительных исследованиях и математическом планировании эксперимента, выбирается щетка диаметром $d_i = 150$ мм,

шириной обрабатываемой поверхности 26 мм, с иглами диаметром $d_2 = 0,8$ мм и рабочей длиной игл 40 мм, плотностью расположения игл 32 шт/см², скорость вращения щетки при формировании покрытия – 2100 об/мин. [1].

Оценку прочности сцепления покрытия с основой производили путем испытания на срез. Результаты исследований показали, что прочность сцепления газопламенных покрытия толщиной 1,5 мм из самофлюсующегося сплава порошком марки ПГ-10Н-01 возросла по сравнению с покрытием, нанесенным без щеточной обработки с 20 МПа до 25,6 МПа. В табл. 1 представлены результаты экспериментов по определению прочности сцепления газопламенных покрытий по традиционной и предлагаемой технологиям.

Таблица 1 – Значения прочности сцепления напыленных покрытий

Способ напыления	Кол-во испытаний	Величина прочности сцепления, МПа		
		Минимальное значение x_{\min}	Максимальное значение x_{\max}	Среднее значение \bar{x}
Традиционная технология газопламенного напыления	48	18,3	20,9	20,0
Газопламенное напыление, совмещенное со щеточной обработкой	50	24,4	28,2	26,7

2. Цель исследования

Определение с высокой надёжностью, действительно ли отличаются истинные средние значения прочности сцепления покрытий, напыленных по традиционной и предлагаемой совмещенной технологиям газопламенного напыления.

3. Основной материал

Проверка однородности двух технологий. Для решения данной задачи первоначально необходимо установить, что выборки однородны, т. е. взяты из одной генеральной совокупности. Оценку однородности двух выборок

производим по критерию Вилкоксона [2]. Так как выборки взаимно независимы и предполагается, что они подчиняются непрерывным распределениям, то основная нулевая гипотеза H_0 заключается в предположении, что обе выборки извлечены из одной и той же совокупности и, поэтому функции распределения случайных величин X и Y одинаковы. Эту гипотезу можно выразить тождеством:

$$H_0 \quad P\{X < x\} \equiv P\{Y < y\} \quad (|x| < \infty, |y| < \infty)$$

Распределение статистики W критерия Вилкоксона зависит лишь от объемов выборок m и n . Математическое ожидание MW статистики W определяется по формуле [3].

$$MW = \frac{m(m+n+1)}{2}. \quad (1)$$

Так как распределение случайной величины W симметрично относительно математического ожидания, то верхние критические значения $W(\alpha; m, n)$ связаны с нижними критическими значениями $w(\alpha; m, n)$ соотношением

$$W(\alpha; m, n) = 2MW - w(\alpha; m, n). \quad (2)$$

Пара чисел $\{w(\alpha; m, n), W(\alpha; m, n)\}$ определяет критические значения двустороннего критерия Вилкоксона с уровнем значимости 2α . При объемах выборок m и n больших 25, можно пользоваться приближённым выражением для нижних критических значений [3]

$$w(\alpha; m, n) \approx \left[\frac{m(m+n+1)-1}{2} - \psi \sqrt{\frac{mn(m+n+1)}{12}} \right], \quad (3)$$

где $[z]$ – целая часть числа z и $\psi = \Psi(1-\alpha)$ – значение обратной функции нормального распределения с параметрами $(0, 1)$.

В нашем случае, при проверке на однородность двух технологий газопламенного напыления с объемами выборок $m = 48$, $n = 50$ и $\alpha = 0,025$, $\Psi = 1,96$ нижнее и верхнее значение статистики Вилкоксона найденные по формулам (3), (1) и (2) составили $w_1 = 2099$ и $W_2 = 2653$, а вычисленная сумма

рангов $R = 4752$. Отсюда следует, что при уровне значимости 0,05 можно утверждать, что эти две выборки не однородны, т. е. имеют различные законы распределения, но которые могут дать одинаковые истинные средние значения прочности сцепления. Поэтому возникла задача найти эти распределения.

Гипотеза о законе распределения прочности сцепления покрытия для двух технологий газопламенного напыления. Для приближённого нахождения закона распределения прочности сцепления необходимо первоначально по результатам испытаний выбрать модель распределения из известных моделей. Строим гистограмму, по виду которой можно визуальным образом определить закон распределения и выдвинуть гипотезу об этом законе распределения. Но данный выбор закона распределения может быть ошибочным. Поэтому для выборок объёма n можно предложить некоторый аналитический способ выбора закона распределения. Для этого по выборке необходимо вычислить точку с координатами – оценки квадрата коэффициента асимметрии b_1 и коэффициента эксцесса b_2 .

$$\sqrt{b_1} = \frac{\mu_3^*}{(\mu_2^*)^{3/2}}, \quad b_2 = \frac{\mu_4^*}{(\mu_2^*)^2}, \quad (4)$$

где μ_k^* – оценка центрального момента случайной величины k -го порядка, которая имеет вид:

$$\mu_k^* = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{X})^k,$$

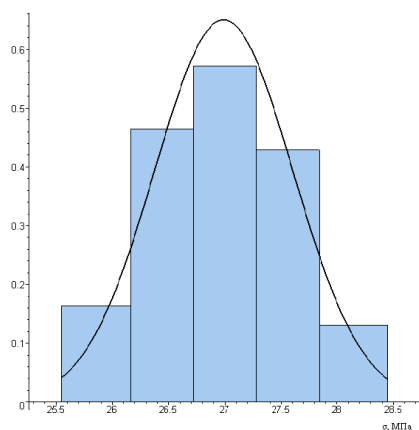
где \bar{X} – выборочное среднее случайной величины.

В системе MAPLE была создана программа, позволяющая построить гистограмму с оптимальным количеством интервалов 5 для определения закона распределения и вычисления точки с координатами b_1 и b_2 .

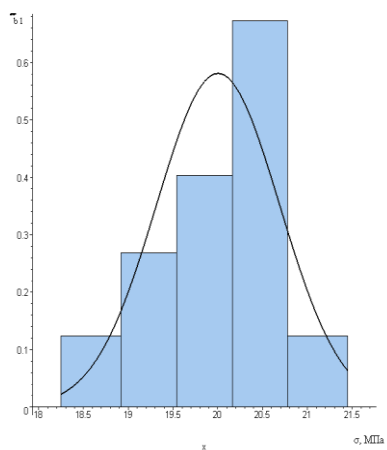
Из рис. 1 и полученных значений эмпирического квадрата асимметрии $b_1 = 0,033$ и эмпирического эксцесса $b_2 = -0,27$ – для традиционной технологии и $b_1 = 0,027$ и $b_2 = -0,198$ – для газопламенного напыления совмещенного со щеточной обработкой, можно выдвинуть гипотезу, что прочность сцепления

для двух технологий приближенно имеет нормальный закон распределения.

Проверим данную гипотезу по критерию Пирсона.



а)



б)

Рис. 1 – Эмпирический и теоретический законы распределения значений прочности сцепления газопламенного покрытия:

- а) – напыленного по традиционной технологии;
- б) – напыленного по предлагаемой технологии.

Критерий χ^2 для выборок с неизвестными параметрами. Выдвинув гипотезу о законе распределения нам неизвестны параметры a и σ нормального закона распределения [4], значения которых приходится оценивать по выборке. Гипотеза, подлежащая проверке, состоит в том, что функция распределения $F_\xi(x)$ наблюдаемой величины ξ равна $F(x, a, \sigma)$ при некоторых значениях параметров a и σ .

Теорема Пирсона [4] не позволяет воспользоваться статистикой

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^r \frac{[n_i - np_i(a, \sigma)]^2}{np_i(a, \sigma)}, \quad (5)$$

где a – среднее значение прочности сцепления и σ – дисперсия неизвестны, n – объём выборки и r – число интервалов разбиения.

Возникает необходимость нахождения предельного при $n \rightarrow \infty$ распределения величины χ^2 . Предельное распределение величины χ^2 зависит от принятого метода оценки параметров. Фишер [4] показал, что если неизвестные параметры $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_k$ оцениваются по выборке по методу максимального правдоподобия, то предел статистики имеет распределение χ^2 с $(r-1-k)$ степенями свободы. Таким образом, наличие оцениваемых по выборке параметров методом максимального правдоподобия не меняет характера предельного распределения величины χ^2 , а лишь уменьшает число степеней свободы этого распределения на столько единиц, каково число параметров, оцениваемых по выборке. Отметим, что если неизвестные параметры оцениваются иными методами, то предельное при $n \rightarrow \infty$

распределение величины χ^2 будет отличным от χ^2 – распределения. Поэтому для нормального распределения возьмем оценки полученные методом максимального правдоподобия [5]. Эти оценки имеют вид:

$$a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad \sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - a)^2}$$

По критерию Пирсона для проверки гипотезы о нормальном законе распределения:

– для традиционной технологии с объёмом испытаний $n = 48$, имеем по (5) $\chi^2 = 5,75$ при среднем значении прочности сцепления $a = 20,0$ и корне квадратном от выборочной дисперсии $\sigma = 0,69$ предельное распределение величины $\chi^2(0,05; 5-3) = 6 > 1,42$, что позволяет принять гипотезу о нормальном законе распределения с надежностью 95 %;

– для предлагаемой совмещенной технологии с объёмом испытаний $n = 50$, имеем $\chi^2 = 0,28$ при среднем $a = 26,7$ и $\sigma = 0,56$ предельное распределение величины $\chi^2(0,05; 5-3) = 6 > 0,28$, что также позволяет принять гипотезу о нормальном законе распределения с надежностью 95 %.

Итак, можно считать, что распределение значений прочности сцепления покрытий при этих двух технологиях напыления приближенно описывается нормальным законом. Зная законы распределения, становится возможным сравнить истинные средние значений.

Сравнение средних значений прочности сцепления покрытия с основой для различных технологий газопламенного напыления. Проверка гипотезы о равенстве двух центров распределения имеет важное практическое значение. Действительно, иногда оказывается, что средний результат в одной серии экспериментов заметно отличается от среднего результата в другой серии. При этом возникает вопрос: обнаруженное расхождение средних значений объясняется случайными ошибками эксперимента или оно вызвано какими-либо незамеченными или даже неизвестными закономерностями?

Для сравнения средних значений a_1 и a_2 , т. е. для проверки гипотезы $a_1 = a_2$ пользуются критерием, основанным на статистике

$$K = \frac{(\bar{X} - \bar{Y} - d)}{\sqrt{\frac{s_1^2}{n} + \frac{s_2^2}{m}}}, \quad (6)$$

где $d = a_1 - a_2$, $\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i$, $\bar{Y} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m Y_i$, $s_1^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2$,

$$s_2^2 = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m (Y_i - \bar{Y})^2.$$

Случайная величина $\bar{X} - \bar{Y}$ распределена нормально с параметрами $\left(a_1 - a_2, \sqrt{\frac{s_1^2}{n} + \frac{s_2^2}{m}} \right)$. Случайные величины s_1^2 и s_2^2 не зависят от $\bar{X} - \bar{Y}$ и друг от друга, причём $\frac{(n-1)s_1^2}{\sigma_1^2}$ и $\frac{(m-1)s_2^2}{\sigma_2^2}$, где σ_1^2 и σ_2^2 – дисперсии случайных

величин X и Y , распределены как χ^2 с $\nu_1 = n - 1$ и $\nu_2 = m - 1$ степенями свободы соответственно. Если n и m стремятся к бесконечности, то распределение статистики K стремится к нормальному закону распределению с параметрами $(0, 1)$. В этом случае распределение K асимптотически не зависит от неизвестных параметров. Поэтому при больших n и m можно воспользоваться статистикой K при условии нулевой гипотезы $H_0: a_1 = a_2$ при конкурирующей гипотезе $H_1: a_1 \neq a_2$. В этом случае из решения уравнения

$$\Phi(k_{kp}) = \frac{1 - 2\alpha}{2}$$

находится k_{kp} , где $\Phi(z)$ – функция Лапласа, а α – уровень

значимости. Тогда при $K > k_{kp}$ – нулевую гипотезу отвергаем. Необходимо отметить, что с помощью проверки статистических гипотез, можно лишь отвергнуть проверяемую гипотезу, но никогда нельзя доказать её справедливость.

Сравним средние этих двух технологий напыления при уровне значимости $\alpha = 0,05$, по проведенным испытаниям по традиционной технологии при $n = 48$, $a_1 = 20,0$, $s_1^2 = 0,69$ и для газопламенного напыления с применением щеточной обработки и с объемом испытаний $m = 50$, $a_2 = 26,7$ и $s_2^2 = 0,56$. Применяя формулу (6) с найденными значениями a_1 , a_2 , s_1^2 и s_2^2 при $d = 0$ находим, что $K = 0,54$. При заданном $\alpha = 0,05$ находим, используя таблицу функции Лапласа $k_{kp} = 0,1736$. Так как $K > k_{kp}$, то гипотеза при уровне значимости $\alpha = 0,05$ отвергается, т. е. истинные средние отличаются значимо друг от друга. Отличие этих двух средних прочности сцепления для рассматриваемых технологий составляет 28 %.

Выводы

1. Определено, что законы распределения случайной величины прочности сцепления газопламенных покрытий, напыленных по традиционной и совмещенной технологиям, отличаются друг от друга. Установлено, что законы распределения случайной величины прочности сцепления могут приближенно описываться нормальным законом распределения для этих двух технологий.

2. Установлено, что применение щеточной обработки при газопламенном напылении позволяет в среднем на 28 % увеличить прочность сцепления покрытия с основой.

3. Полученные результаты свидетельствуют об эффективности и целесообразности совмещения газопламенного напыления со щеточной обработкой.

Список использованных источников:

1. Лузан С. А. Определение оптимальных значений параметров иглофрезы и скорости её вращения при совмещении способа газопламенного напыления с иглофрезерованием / С. А. Лузан, Е. С. Дерябкина // Науковий вісник будівництва / ХДТУБА. – Харьков, 2009. – Вип. 55. – С. 249–253.

2. Вандер-Варден Б. Л. Математическая статистика / Б. Л. Вандер-Варден ; пер. с нем. – М.: Изд-во иностр. лит., 1960. – 457с.

3. Большов Л. Н. Таблицы математической статистики / Л. Н. Большов, Н. В. Смирнов. – М.: Наука, 1983. – 416 с.

4. Коваленко И. Н. Теория вероятностей и математическая статистика / И. Н. Коваленко. – М.: Высш. шк., 1991. – 368 с.

5. Крамер Г. Математические методы статистики / Г. Крамер. – М. : Изд-во иностр. лит., 1990. – 675 с.

Дерябкина Е.С. «Распределение случайной величины прочности сцепления газопламенных покрытий, напыленных по традиционной и совмещенной технологиям».

Проведены сравнительные испытания и сделан математический анализ прочности сцепления покрытий, напыленных по двум технологиям газопламенного напыления: традиционной и с применением щеточной обработки. Установлено, что эксплуатационные свойства покрытия по параметру качества как прочность сцепления по предлагаемой совмещенной технологии увеличиваются.

Ключевые слова: прочность сцепления, газопламенное напыление, щеточная обработка, совмещенная технология, нормальный закон распределения, средние значения.

Дерябкина Є.С. «Розподілення випадкової величини міцності зчеплення газополумєневих покриттів, напиєних по традиційній і суміщеній технологіям».

Проведені порівняльні випробування і зроблено математичний аналіз міцності зчеплення газополумєневих покриттів для двох технологій газополумєнового напилювання: традиційної і з використанням обробки металеву щіткою. Встановлено, що експлуатаційні властивості покриття по параметру якості як міцність зчеплення по пропонованій технології значно збільшується.

Ключові слова: міцність зчеплення, газополуменеве напилення, щіточна обробка, сполучена технологія, нормальний закон розподілу, середні значення.

Deryabkina E.S. “Distributing of casual size of durability of tripping of flame spraying on traditional and combined technologies”.

Comparative tests are conducted and the mathematical analysis of coupling durability is done for two technologies of flame spraying: traditional and with the use of a brush treatment. It is set that operating properties of coverage on the parameter of quality as tripping durability on the offered technology are increased considerably.

Key words: tripping durability, flame spraying, brush treatment, combined technology, normal law of distributing, mean values.

Стаття надійшла до редакції 15 червня 2011 р.

©Ефименко Н.Г., Атоженко О.Ю.

ОСОБЕННОСТИ ВЛИЯНИЯ СПОСОБА СВАРКИ С АВТОПОДОГРЕВОМ НА УДАРНУЮ ВЯЗКОСТЬ СВАРНОГО СОЕДИНЕНИЯ СТАЛИ 15Х1М1ФЛ

1. Состояние вопроса и задачи исследования

Известен способ многопроходной сварки крупногабаритных изделий больших толщин способом поперечной горки [1, 2], который без предварительного подогрева и последующей термообработки обеспечивает высокие служебные характеристики сварных конструкций при эксплуатации. Это имеет особую важность при изготовлении и ремонте корпусных деталей турбин из теплоустойчивых сталей 15Х1М1ФЛ, когда выполнение требований РТМ не всегда представляется возможным.

Высокое сопротивление хрупкому разрушению обеспечивает надежную работу сварных конструкций металла сварных соединений. Одним из критериев оценки склонности к хрупкому разрушению является ударная вязкость, определяемая при испытании стандартных образцов с острым надрезом (КСV). В данной работе были проведены исследования влияния сварки способом поперечной горки на ударную вязкость, полученную при испытании образцов с острым надрезом в различных участках сварных соединений из стали 15Х1М1ФЛ.

2. Материалы и методика исследований

Материалом для исследования послужили заготовки, отлитые в заводских условиях и термообработанные по производственному режиму (нормализация – 970-1000 °С; отпуск – 720-750°С). Размеры заготовок: диаметр – 120 мм, длина – 300 мм. Вдоль длины заготовок в средней их части механическим способом

производились выборки шириной 40 мм, высотой 60 мм и длиной 120 мм, которые заваривались способом многослойной поперечной горки без предварительного и сопутствующего подогрева. Заварку выполняли ручным и дуговым способом электродами типа

Э-09Х1МФ марки ТМЛ-3У, диаметром 4 мм на режимах: $I_{св}=160-170$ А, $U_{св}=28$ В. Толщина наплавляемых слоев ~ 4 мм.

После сварки одну из заготовок подвергали отпуску при температуре 720-750°C с выдержкой 3 ч. Заготовки разрезались в поперечном направлении на темплеты для проведения макроанализа. При макроанализе дефектов в наплавленном металле и зоне термического влияния не обнаружено и установлено, что ширина ЗТВ составляет 2,5-3,8 мм. Из вырезанных темплетов изготавливались ударные образцы с острым надрезом (KCV). На рис. 1 показана схема вырезки образцов из различных участков сварных соединений.

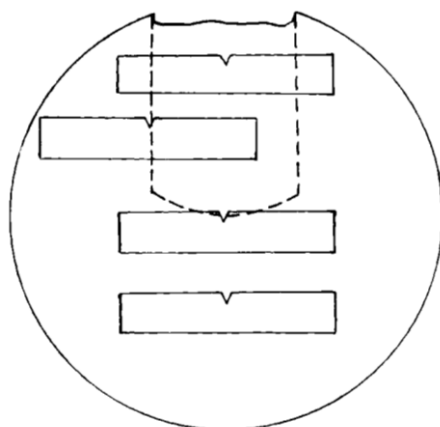


Рис. 1 – Схема вырезки образцов для ударных испытаний (KCV) из различных участков сварных соединений стали 15Х1М1ФЛ, выполненных способом поперечной горки

Следует заметить, что наиболее опасным участком хрупкого разрушения считается околошовная зона, поэтому в средней части шва образцы вырезались с учетом того, чтобы острие надреза располагалось в высокотемпературной области ЗТВ или на границе сплавления; образцы из донной части шва вырезались таким образом, чтобы острие надреза находилось в ЗТВ ниже границы сплавления на 0,5 мм.

Как известно [3, 4], метод испытания образцов с острым надрезом является наиболее чувствительным в отношении определения склонности металла к хрупким разрушениям и дает хорошие результаты после испытаний при невысоких плюсовых температурах и минусовых температурах, поэтому в данной работе образцы испытывались при +20 и +100°C и при отрицательных температурах (от 0 до -60°C).

3. Результаты исследований

Установлено, что при температурах испытания от -40°C до +20°C ударная вязкость в ЗТВ значительно выше, чем в основном металле в образцах как в состоянии после сварки без термической обработки (рис. 2), так и после высокого отпуска (рис. 3).

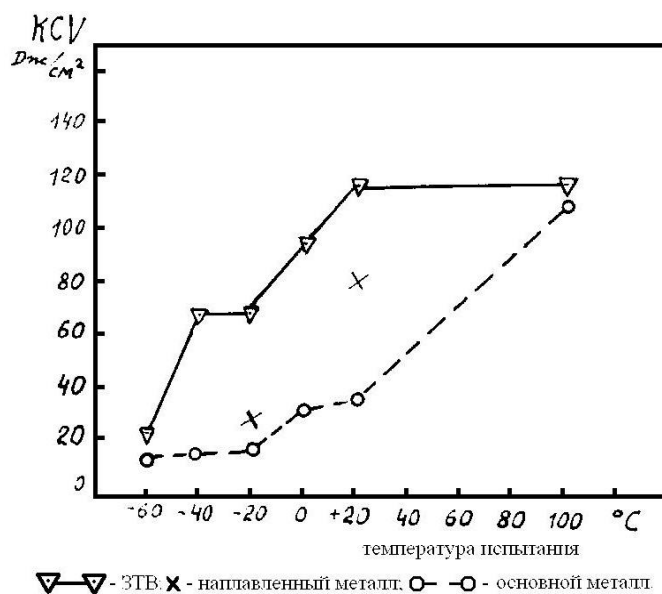


Рис. 2 – Изменение ударной вязкости в различных участках сварного соединения стали 15X1M1ФЛ, выполненного способом поперечной горки и не подвергавшегося после сварки термической обработке

В наплавленном металле KCV также выше, чем в основном, особенно в отпущенном состоянии при температуре испытания +20 °C (рис. 3). При температуре испытания -20 °C значения KCV наплавленного металла сильно снижаются, приближаясь к значениям основного металла. Представленные

результаты испытаний указывают на то, что после сварки способом поперечной горки в зоне термического влияния вблизи границы сплавления образуется структура с более высоким сопротивлением хрупкому разрушению по сравнению с основным и наплавленным металлом. При этом переходная критическая температура хрупкости смещается к отрицательным температурам.

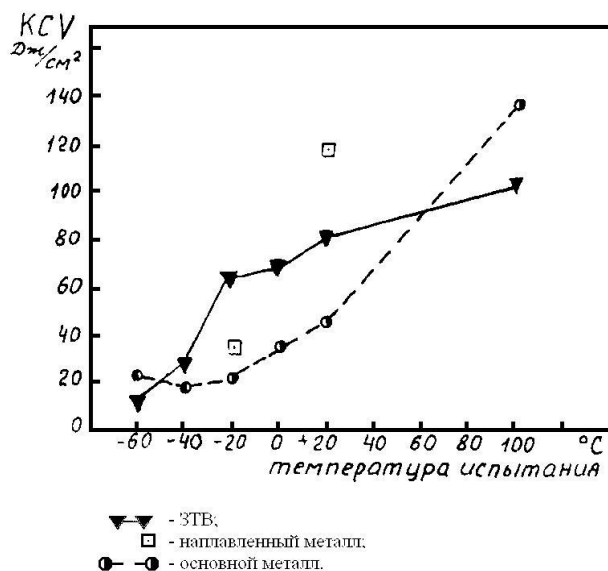


Рис. 3 – Изменение ударной вязкости различных участков сварного соединения стали 15X1M1ФЛ, выполненного способом поперечной горки и подвергнутого высокому отпуску после сварки

Основной металл – сталь 15X1M1ФЛ перед сваркой находился в термообработанном состоянии (по штатной технологии он подвергался нормализации и высокому отпуску), поэтому представляло интерес сравнить KCV заготовок без термической обработки и с высоким отпуском после сварки. Установлено (рис. 4), что последующий после сварки высокий отпуск повышает KCV основного металла при всех температурах испытания образцов на небольшую величину, что не противоречит общим представлениям об улучшении структуры отпущенной стали и дополнительном снятии напряжений при повторном отпуске [3, 5].

Ранее отмечалось, что в высокотемпературной области ЗТВ заготовок без термической обработки и с высоким отпуском после сварки способом поперечной горки KCV намного выше, чем в основном металле. Представляет

интерес сравнить полученные данные между собой. Как видно из графиков (рис. 5 и рис. 6), почти при всех температурах испытания ударная вязкость значительно выше у образцов, вырезанных из заготовок, которые после сварки не подвергались термической обработке. Такой результат получен дважды – как при испытании образцов, вырезанных из донной части швов (рис. 5), так и при испытании образцов, вырезанных из средней части швов (рис. 6). Заметное снижение значений KCV наблюдается при температуре 0°C (рис. 5) и при температуре -20°C (рис. 6), причем для образцов без термической обработки и образцов с высоким отпуском эти значения в обоих вариантах совпадают.

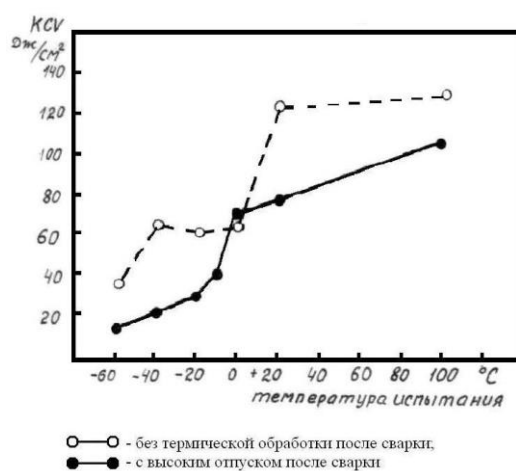


Рис. 4 – Изменение ударной вязкости основного металла сварного соединения стали 15X1M1ФЛ, выполненного способом поперечной горки

Следовательно, критическая температура хрупкости в высокотемпературной области ЗТВ определяется структурой, полученной после сварки способом поперечной горки, и ее положение не изменяется в результате проведения высокого отпуска.

Объяснение этому можно найти, если принять во внимание, что при многослойной сварке поперечной горкой металл ЗТВ подвергается значительным пластическим деформациям и напряжениям в условиях постоянно меняющихся температур нагрева и охлаждения. При этом наряду с фазовыми превращениями в металле происходят процессы упрочнения и разупрочнения, как при термомеханической обработке [6], в результате чего

вследствие полигонизации и рекристаллизации создается измельченная субзеренная структура металла. Это повышает ударную вязкость и снижает критическую температуру хрупкости.

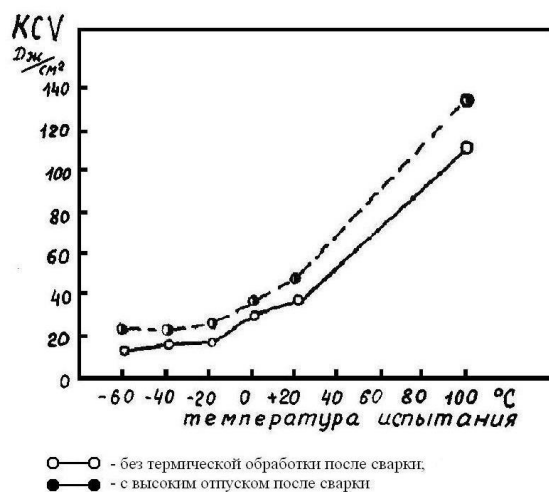


Рис. 5 – Изменение ударной вязкости металла донной части сварных швов стали 15X1M1ФЛ, выполненных способом поперечной горки. Острие надреза расположено в ЗТВ ниже границы сплавления на 0,5 мм

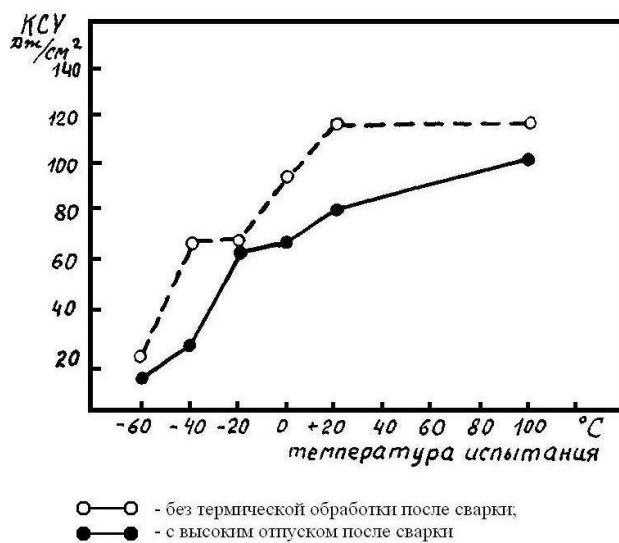


Рис. 6 – Изменение ударной вязкости металла средней части сварных швов стали 15X1M1ФЛ, выполненных способом поперечной горки. Острие надреза расположено в высокотемпературном участке ЗТВ

Следует учитывать также тот факт, что сам процесс сварки способом поперечной горки происходит с автоподогревом, который приводит к самоотпуску околошовной зоны свариваемого металла. В наплавленном

металле происходит автотермообработка слоев, выполненных ранее, теплом, выделяющимся при наплавке последующих. При этом совершенно очевидно, что структура высокотемпературной области зоны термического влияния и наплавленного металла после сварки находится в отпущенном состоянии, существенно влияющем на повышение ударной вязкости.

Снижение ударной вязкости в ЗТВ после высокого отпуска (который по сути является дополнительным) связано с процессами старения, которые приводят на определенной стадии к охрупчиванию металла.

При изучении изломов было замечено, что в образцах с надрезом в высокотемпературной области ЗТВ после испытания при температурах 0°C и $+20^{\circ}\text{C}$ образуются смешанные изломы с содержанием вязкой составляющей от 10 до 80 % независимо от того подвергалось ли сварное соединение высокому отпуску или нет. В образцах из наплавленного металла в обоих случаях при температуре испытания $+20^{\circ}\text{C}$ также образуется смешанный излом, но больше вязкой составляющей после высокого отпуска ($\sim 20\%$). Особенностью строения изломов образцов наплавленного металла является то, что в них блестящие кристаллы хрупкой составляющей имеют направленную столбчатую ориентацию (рис. 7). Это указывает на то, что разрушение ударных образцов происходило по границам первичных кристаллитов структуры затвердевания, и что зерна аустенита наплавленного металла наследуют величину, форму и ориентировку исходных зерен [7]. Однако, конечная бейнитная структура обеспечивает стойкое сопротивление хрупкому разрушению, поэтому KCV в наплавленном металле значительно выше, чем в основном металле (рис. 2 и рис. 3).

В образцах основного металла (независимо от обработки после сварки) при температуре испытания $+20^{\circ}\text{C}$ образуется 100% хрупкие изломы с блестящими фасетками, а при температуре $+100^{\circ}\text{C}$ образуются вязкие волокнистые изломы.

Это соответствует известным данным работ [3, 5] и подтверждает, что критическая температура хрупкости для стали 15X1M1ФЛ находится при температуре выше $+20^{\circ}\text{C}$.

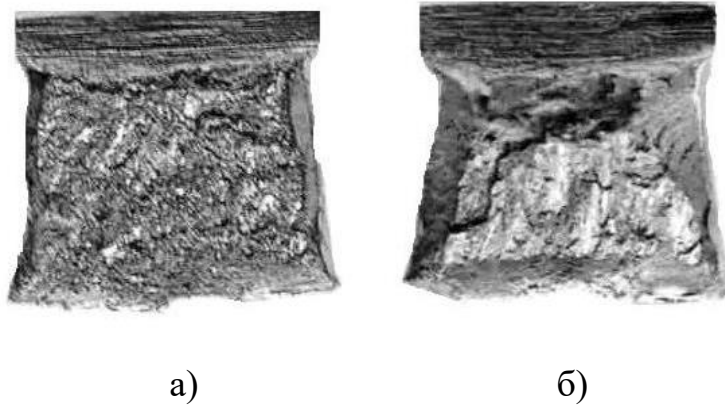


Рис. 7 – Изломы ударных образцов металла шва после испытания при +20°C: а) – без термической обработки после сварки; б) – с высоким отпуском после сварки (x4)

Появление вязкой составляющей в изломах высокотемпературной области ЗТВ и металла шва после испытания при температурах +20°C и 0°C указывает на снижение температуры перехода из вязкого в хрупкое состояние и повышение сопротивления хрупким разрушениям в этих зонах сварных соединений, полученных способом поперечной горки без предварительного подогрева. Следует заметить, что в рамках проведенного эксперимента результаты испытаний ударных образцов KCV и изучение их изломов не дают возможности конкретно установить критическую температуру хрупкости для различных зон сварных соединений, но можно сделать следующие выводы.

Выводы

1. При всех температурах испытания, как без термической обработки, так и с высоким отпуском после сварки, в высокотемпературной области ЗТВ и металле шва KCV выше, чем в основном металле.

2. По сравнению с основным металлом переходная температура хрупкости высокотемпературной области ЗТВ и металла шва сдвигается в сторону снижения температуры на 20-40°C, что повышает сопротивление хрупким разрушениям и уменьшает опасность образования холодных трещин после охлаждения сварных соединений.

3. Термическая обработка после сварки в виде высокого отпуска по штатной технологии не влияет на положение переходной температуры хрупкости всех зон сварного соединения, а KCV в высокотемпературной области ЗТВ выше в тех заготовках, которые после сварки не подвергались термообработке. Это дает основание сделать вывод о практической целесообразности применения способа поперечной горки без подогрева и последующей термической обработки (высокого отпуска) при заварке дефектов отливок из теплоустойчивой стали 15X1M1ФЛ [8].

Список использованных источников:

1. Синадский С. Е. Автоподогрев и автотермообработка при сварке поперечной горкой / С. Е. Синадский, В. И. Панов // Сварочное производство. – 1985. – №11. – С. 3–5.

2. Баженов В. В. Влияние сварки способом поперечной горки на свойства сварных соединений из термоупрочненных сталей / В. В. Баженов, С. Е. Синадский, В. И. Панов // Сварочное производство. – 1982. – №12. – С. 14–17.

3. Козлов Р. А. Сварка теплоустойчивых сталей / Р. А. Козлов. – Л.: Машиностроение, 1986. – 160 с.

4. Нетеса Е.М. Сопротивляемость хрупкому разрушению стали 15X1M1ФЛ с различной структурой зоны термического влияния / Е. М. Нетеса, О. П. Фомина, Н. Е. Левенберг // Вестник Харьк. политехн. ин-та. – Х., 1986. – №239: Прогресс. Технология обработки металлов. – Вып. 7 – С. 13–15.

5. Герман С. И. Электродуговая сварка теплоустойчивых сталей перлитного класса / С. И. Герман. – М.: Машиностроение, 1972. – 200 с.

6. Бернштейн М. Л. Прочность стали / М. Л. Бернштейн. – М. : Металлургия, 1974. – 200 с.

7. Шрон Р. З. Высокотемпературные трещины в металле швов теплоустойчивых перлитных сталей / Р. З. Шрон, И. Ф. небесова, Г. М. Александрова // Сварочное производство. – 1975. – № 10. – С. 27–29.

8. Панов В. И. Универсальная методика ремонтной сварки крупногабаритных конструкций тяжелого машиностроения / В. И. Панов // Сварочное производство. – 2007. – № 4. – С. 11–17.

Ефименко Н.Г., Атоженко О.Ю. «Особенности влияния способа сварки с автоподогревом на ударную вязкость сварного соединения стали 15X1M1ФЛ».

Исследовали влияние сварки без подогрева способом поперечной горки стали 15X1M1ФЛ на ударную вязкость разных зон сварных соединений при испытании стандартных образцов с острым надрезом. Ударная вязкость высокотемпературной области ЗТВ и наплавленного металла выше, чем у основного металла, и переходная температура хрупкости этих зон снижается на $20\div 40^{\circ}\text{C}$, что повышает сопротивление хрупкому разрушению. Ударная вязкость ЗТВ выше в том случае, когда термическая обработка после сварки не проводилась. Это объясняется измельчением субзеренной структуры, что обусловлено процессами полигонизации и рекристаллизации.

Ключевые слова: сталь 15X1M1ФЛ, сварка, ударная вязкость, хрупкое разрушение, термическая обработка, субзеренная структура.

Єфіменко М.Г., Атоженко О.Ю. «Особливості впливу способу зварювання з автопідігрівом на ударну в'язкість зварного з'єднання сталі 15X1M1ФЛ».

Досліджували вплив зварювання без підігріву способом поперечної гірки сталі 15X1M1ФЛ на ударну в'язкість різних зон зварних з'єднань при випробуванні стандартних зразків з гострим надрізом. Ударна в'язкість високотемпературної області ЗТВ і наплавленого металу вища, ніж у основного металу, і перехідна температура крихкості цих зон знижується на $20\div 40^{\circ}\text{C}$, що підвищує опір крихкому руйнуванню. Ударна в'язкість ЗТВ вища у тому разі, коли термічна обробка після зварювання не проводилась. Це пояснюється

подрібненням субзеренної структури, що обумовлено процесами динамічної полігонізації і рекристалізації.

Ключові слова: сталь 15X1M1ФЛ, зварювання, ударна в'язкість, крихке руйнування, термічна обробка, субзеренна структура.

Yefimenko N.G., Atozhenko O.Yu. “Special Features of Influence of Self-Heating Welding on Impact Elasticity of HAZ (Heat-Affected Zone) and Weld Metal of Cr-Mo-V Steel”.

Impact of welding 15X1M1ФЛ (chrome-molybdenum-wolfram) steel using the split pass method without heating to impact elasticity of different zones of welded joints were studied during testing of reference specimens with sharp notch. Impact elasticity of the heat-affected zone and the weld bead was higher than those of the parent metal, and the fragility transition temperature of these zones is 20° to 40°C lower which increases resistance to brittle failure. Impact elasticity of the heat-affected zone is higher when there was no heat treatment after welding. It can be explained with the reduction of the sub-grain structure caused by the dynamic polygonization and re-crystallization processes.

Key words: steel Cr-Mo-V, welding, elasticity, brittle failure, heat treatment, sub-grain structure.

Стаття надійшла до редакції 25 травня 2011 р.

©Кондратюк О.Л., Скоркин А.О., Мельниченко А.А.

ТЕСНОМАТІХ – СИСТЕМА МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

1. Постановка проблемы

В то время, когда производство находится под растущим давлением ценовых и временных факторов, наряду с глобализацией, логистика стала ключевым условием успеха компании. Опасность потери денег из-за локальной, а не глобальной оптимизации, неэффективного распределения ресурсов и низкой продуктивности присутствует каждый день. Необходимость выполнять доставки точно в установленные сроки и в точной последовательности, внедрить систему Tescnomatix, планировать и строить производственные линии, управлять глобальными производственными сетями требует объективных критериев решения, которые помогут руководству оценивать и сравнивать альтернативные подходы.

2. Изложение основного материала

Tescnomatix – решение для трехмерного моделирования и анализа процесса сборки. Система позволяет смоделировать технологический процесс производства изделия в виртуальной среде на стадии разработки, что дает возможность избежать проблем в реальном времени, рассмотреть проект более детально и с различных ракурсов и исключить незапланированные финансовые вложения.

Tescnomatix это не только моделирование технологических процессов, но и ряд программных модулей и отдельных продуктов компании для решения множества задач на производстве.

Решение Tescnomatix Part Manufacturing (рис. 1) – управляемая среда, состоящая из приложений для разработки техпроцессов, управление

инструментом, оптимизации производственных процессов, а также гибких средств создания разнообразной технологической документации.

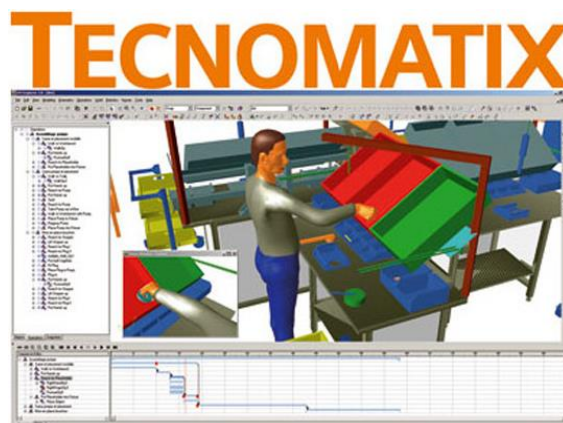


Рис. 1 – Рабочее окно программы Tecnomatix

Tecnomatix Part Manufacturing позволяет в единой управляемой среде эффективно решать задачи инженера-технолога, программиста ЧПУ, конструктора инструмента, инженера по оснастке и цехового персонала. Технологические операции можно создавать как иерархически (в виде дерева), так и в виде списка, а также с отображением редактируемого сетевого графика планирования работ. Главная задача, которую решает данное приложение – это управляемый доступ к необходимой достоверной технологической информации всего персонала предприятия непосредственно на рабочем месте.

Решение Tecnomatix Assembly Planning создано в процессе многолетнего сотрудничества с ведущими мировыми машиностроительными компаниями. Решение позволяет предприятиям создавать модели технологических процессов и анализировать их. Объединяя в единую открытую среду средства управления знаниями и инструменты оптимизации процесса сборки, система Tecnomatix Assembly Planning (рис. 2) обеспечивает сокращение срока подготовки производства и его выхода на проектную мощность, а также достижение большей гибкости при изменениях продукта.

Пакет Tecnomatix Assembly Planning включает широкий спектр приложений для оптимизации последовательности сборки; координации движения оборудования расчета производительности и коэффициента использования

сборочных линий; балансировки загрузки линий и анализа производственных затрат. В результате обеспечивается технологический процесс, содержащий полное описание того, как изделие изготавливается, собирается, испытывается и упаковывается. Такое описание техпроцесса выступает основой для совместной работы технологов, производства, поставщиков и субподрядчиков.



Рис. 2 – Проектирование технологии сборки

Так же Tecnomatix предоставляет программные продукты для проектирования и оптимизации предприятия (Tecnomatix Plant Design & Optimization).

Приложение Tecnomatix Plant Design & Optimization позволяет еще до начала выпуска изделия выполнить имитационное моделирование производственных систем и процессов, проанализировать и обеспечить их максимальную эффективность. Технологи получают возможность видеть заранее, как будет выполняться план производства, что способствует экономии ресурсов и позволяет избежать проблем в реальном производстве.

Tecnomatix Plant Design & Optimization (рис. 3) способствует оптимизации материальных потоков, использованию ресурсов и логистики на всех уровнях: как в целом на предприятии, так и на отдельных заводах и технологических линиях.

Использование Tecnomatix Plant Design & Optimization гарантирует выявление возможных производственных проблем и неэффективного использования ресурсов на этапе планирования, до начала выпуска изделия.

Система так же позволяет не только проектировать, но и улучшать эргономику производства.

Приложение Tecnomatix Human Performance помогает улучшить эргономику конструкции изделия, технологических процессов и операций технического обслуживания. В его основе – биомеханически точные цифровые манекены, которые можно помещать в виртуальную среду и анализировать их поведение.

Использование технологии цифрового манекена позволяет воссоздать ситуацию и определить, что человек со своего рабочего места видит, зоны доступности предметов, удобство их расположения, оценить вероятность травмирования, условия утомляемости, а также другую важную информацию об эргономике процесса производства и самого изделия.

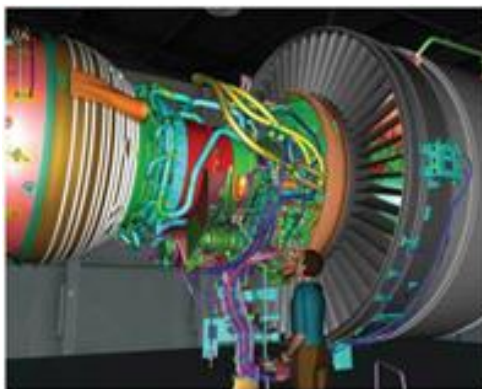


Рис. 3 – Управление качеством

Приложение Tecnomatix Quality Management поддерживает концепции «бережливое производство» и «шесть сигма», предоставляя визуальную среду для анализа отклонения размеров, обмена информацией о качестве продукции, создания управляющих программ для координатно-измерительных машин (КИМ) и станков с ЧПУ на основе, созданной в САПР модели. Цифровая среда позволяет моделировать сборку изделия из деталей с отклонениями, выявлять проблемы и наиболее критичные допуски, что обеспечивает устранение возможных трудностей при сборке из-за разброса размеров. Информация о качестве изделия представляется в удобном виде, что способствует быстрому и экономичному решению возникающих проблем.

Выводы

Проанализировав работу приложения Tecnomatix и всех ее модулей можно сделать следующие выводы: данное приложение позволяет полностью смоделировать процесс сборки деталей и агрегатов но и позволяет выявлять проблемы и наиболее критичные допуски, что обеспечивает устранение возможных трудностей при сборке из-за разброса размеров.

Список использованных источников:

1. Ссылка на Электронный ресурс. – Режим доступа : <http://www.tecnomatix.com>.
2. Бусленко Н. П. Моделирование сложных систем / Н. П. Бусленко. – М.: Наука, 1978. – 400 с.

Кондратюк О.Л., Скоркин А.О., Мельниченко А.А. «Tecnomatix – система моделирования технологических процессов».

В статье проанализирована работа системы Tecnomatix которая обеспечивает моделирование процессов сборки.

Ключевые слова: система моделирования, сборка, технологический процесс, допуск.

Кондратюк О.Л., Скоркін А.О., Мельниченко О.А. «Tecnomatix – система моделювання технологічних процесів».

У статті проаналізована робота системи Tecnomatix яка забезпечує моделювання процесів зборки.

Ключові слова: система моделювання, складання, технологічний процес, допуск.

Kondratyuk O.L., Skorkin A.O., Melnichenko A.A. “Tecnomatix – systemsimulation of technological processes”.

The article analyzed the work of Tecnomatix which provides simulation of the assembly.

Key words: system modeling, assembly, process, tolerance.

Стаття надійшла до редакції 8 червня 2011 р.

©Маліцький І.Ф. Єфремова В.І.

ВПЛИВ БАГАТОКРАТНОГО НАГРІВУ МАТОЧИНИ ВАГОННОГО КОЛЕСА НА ФІЗИКО-ТЕХНІЧНІ ТА ХІМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ МЕТАЛУ

1.Актуальність

Колісна пара залізничного транспорту є дуже відповідальним вузлом, від якого залежить безпека руху. Тому при складанні колеса з віссю повинна бути висока надійність міцності з'єднання. Багатьма роботами проф. Андрєєва Г.Я. та його учнями був розроблений і впроваджений в різні галузі виробництва метод складання з термовпливом, який здійснюється індукційними нагрівачами промислової частоти, як самий надійний метод складання деталей з гарантованим натягом, який забезпечує високу міцність і надійність з'єднання.

При переході на цей метод формування і розформування маточина колеса і підматочинна частина осі будуть багатократно нагріватися і процесі виробництва та ремонту до температури $t=300-350$ °С. Тому виникає необхідність виявити її вплив на фізико-механічні властивості металу вісі і особливо маточини колеса.

2. Постановка проблеми

Колісна пара в процесі експлуатації працює навантаженню з перемінним знаком. Тому будь які недоліки на контактних поверхнях деталей будуть сприяти концентрації напруги, що може привести до розрухи вузла, тобто до аварії. Таким чином необхідно виявити, як впливає багатократний нагрів металу деталей з'єднання на його якість.

3. Основний матеріал

Для з'ясування впливу багатократного нагріву металу маточини колеса до температури 350 °С були проведені досліди на темп летах, які були вирізані з маточини колеса.

Темплет представляє собою взірець розміром 30x30x60 мм з отвором для встановлення термопари. Взірець підлягав чотирьохкратному нагріву до температури 350 °С і однократному нагріву до 400 °С з послідовним охолодженням на повітрі. Для того, щоб виключити похибки вимірювань і вигляд мікроструктури усі вимірювання здійснювалися на одній стороні темплету.

Перед нагрівом і після кожного нагріву взірець підлягав хімічному і металографічному досліді, а також замірялась твердість по Роквелу. В таблиці 1 приведені твердість і хімічний склад металу взірця, а на рис. 1 – його мікроструктура, яка складається з перліту та фериту.

Таблиця 1 – Хімічний склад взірця до нагріву

Твердість за Роквелом	Хімічний склад у %				
	C	Mn	Si	S	P
92	0,30	0,59	0,3	0,018	0,025

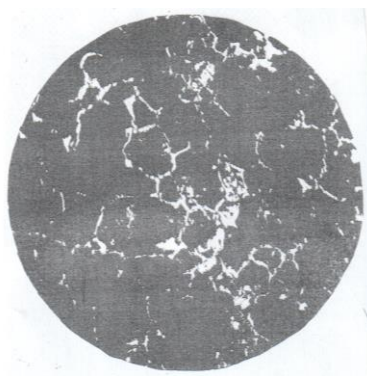


Рис. 1 – Шліф мікроструктури взірця до нагріву

Подальші досліді показали багатократний нагрів доз 350 °С не впливає на мікроструктуру, твердість хімічний склад металу маточини колеса. В таблиці 2 приведені данні аналізу властивостей після кожного нагріву, а на рис. 2 (а-г) – мікроструктура взірців відповідно після кожного нагріву с послідовним охолодженням на повітрі.

Таблиця 2 – Хімічний склад взірця після нагріву і охолодження

Нагрівання	Твердість одиниць за Роквелом	Хімічний склад у %				
		C	Mn	Si	S	P
Після 1-го	87	0,30	0,58	0,28	0,02	0,025
Після 2-го	90	0,30	0,59	0,3	0,019	0,023
Після 3-го	91	0,30	0,59	0,31	0,018	0,026
Після 4-го	89	0,30	0,58	0,29	0,019	0,024

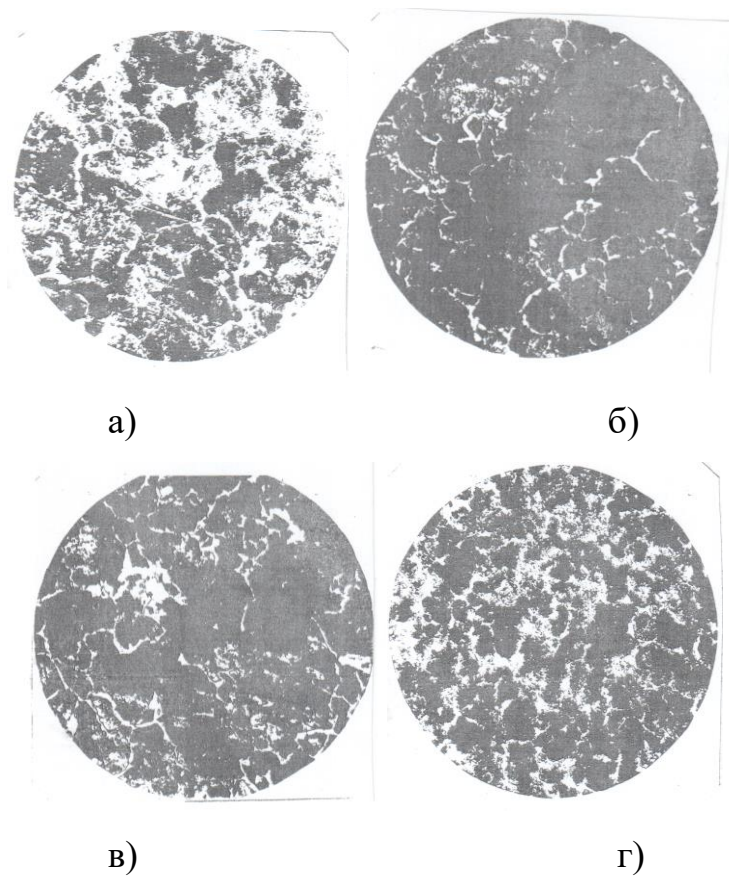


Рис. 2 – Мікроструктура взірців відповідно після кожного нагріву с послідовним охолодженням на повітрі

В п'ятий раз нагрів здійснювався до 400 °С .Твердість металу і його хімічний склад приведені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Хімічний склад та твердість металу

Нагрівання В 5-й раз до 400 °С	Твердість одиниць за Роквелом 90	Хімічний склад у %				
		С	Mn	Si	S	P
		0,3	0,58	0,26	0,02	0,022

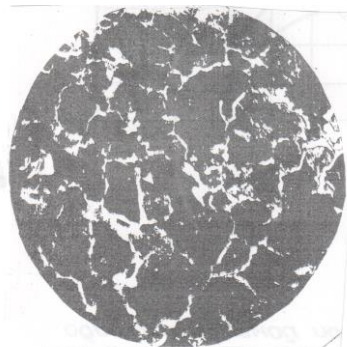


Рис. 3 – Мікроструктура взірців після нагріву до 400 °С

Як видно з таблиці 3 і рисунку 3 при нагріві до 400 °С, ні твердість ні хімічний склад металу маточини колеса практично не змінилися.

Висновки

Зважаючи на те, що нагрівання охоплюючої деталі (маточини колеса) для здійснення з'єднання її з віссю не перевищує 320 °С, забезпечується незмінні твердість і хімічний склад металу маточини.

Перегрів маточини до 400 °С, що може статися при розформуванні з'єднання, також не впливає на зміну фізико-механічних характеристик і мікроструктуру металу маточини.

Список використаних джерел:

1. Андреев Г. Я. Тепловая сборка колесных пар : [монография] / Г. Я. Андреев. – Х. : Изд-во Харьк. ун-та, 1965. – 227 с.
2. Романов С. В. Надежность индукционно-нагревательного оборудования для критических технологий и его нормативное обеспечение / С. В. Романов, И. В. Коваленко // Вимірювальна і обчислювальна техніка в технологічних процесах. – Хмельницький: Технологічний університет, 2003. – № 2 – С. 222–226.
3. Коваленко И. В. Разборка соединений с натягом при индукционном нагреве / И. В. Коваленко // Вісник національного технічного університету «ХПШ» : зб. наук. пр. Темат. вип.: Технології в машинобудуванні. – Х., 2004. – № 28. – С.133–135.

Малицький І.Ф., Єфремова В.І. «Вплив багатократного нагріву маточини вагонного колеса на фізико-технічні та хімічні властивості металу».

В статі розглядається вплив багатократного нагріву маточини вагонного колеса на фізико-технічні та хімічні властивості металу при виконанні складання вісі колісної пари з маточиною колеса, яка підлягає нагріву, як при виготовленні колісної пари, так і при її ремонті. В процесі виготовлення і експлуатації нагрів маточини виконується декілька разів. Тому виникла необхідність виявити: як впливає багатократний нагрів маточини на її якість.

Ключові слова: маточина, нагрів, фізико-технічні та хімічні властивості.

Малицкий И.Ф., Ефремова В.И. «Влияние многократного нагрева ступицы вагонного колеса на физико-технические и химические качества металла».

В статье рассматривается влияние многократного нагрева ступицы вагонного колеса на физико-технические и химические качества металла при выполнении сборки оси колесной пары со ступицей колеса, которая подлежит нагреву, как при изготовлении колесной пары, так и при её ремонте. В процессе изготовления и эксплуатации нагрев ступицы выполняется несколько раз. Поэтому возникла необходимость выявить, как влияет многократный нагрев ступицы на её качество.

Ключевые слова: ступица, нагрев, физико-технические и химические свойства.

Malitskiy I.F., Efremova V.I. “Influence of multiple heating of a wagon wheels hub physicotchnical and chemical qualities of metal”.

In article influence of multiple heating of a wagon wheels hub physicotchnical and chemical qualities of metal is considered at execution of assemblage of an axis of wheel pair with a hub which is subject to heating, both at manufacturing wheel a bet, and at its repair. In the course of manufacturing and operation hub is heating several times. Therefore there was a necessity to identify the influences of repeated heating a hub for its quality.

Key words: hub, heating, physicotchnical and chemical qualities.

Стаття надійшла до редакції 14 червня 2011 р.

©Маліцький І.Ф. Єфремова В.І.

ЗНЯТТЯ МАТОЧИНИ ТРАМВАЙНОГО КОЛЕСА З ОСІ КОЛІСНОЇ ПАРИ ТЕРМОВПЛИВОМ

1. Актуальність

В сучасний час заводи виготовляють серії безшумних трамваїв. Ця модель має складну конструкцію колісної пари (рис. 1).

Зняття при ремонті маточини колеса колісної пари методом термовпливу набуває велике значення в трамвайному господарстві.

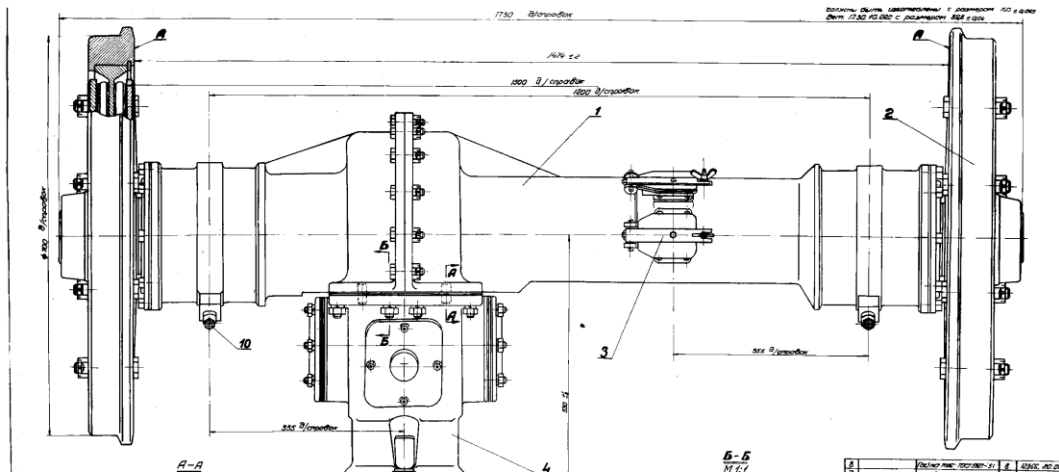


Рис. 1 – Трамвайна колісна пара в зборі

В наслідок заїдання ущільнюючого кільця виникає необхідність викочування з під вагону колісні пари і розформувувати їх. Зважаючи на складність конструкції колісної пари і змонтованій на ній, редуктора буксового вузла і других деталей, ремонт цього вузла можливо тільки після розформування коліс з осі.

Так як диск маточини не жорсткий і близько підходить до букси, то на сучасному обладнанні зняти маточину практично неможливо без її деформації,

бо при розпресуванні, в зв'язку з невеликою жорсткістю диску маточини, буде виникати його деформація.

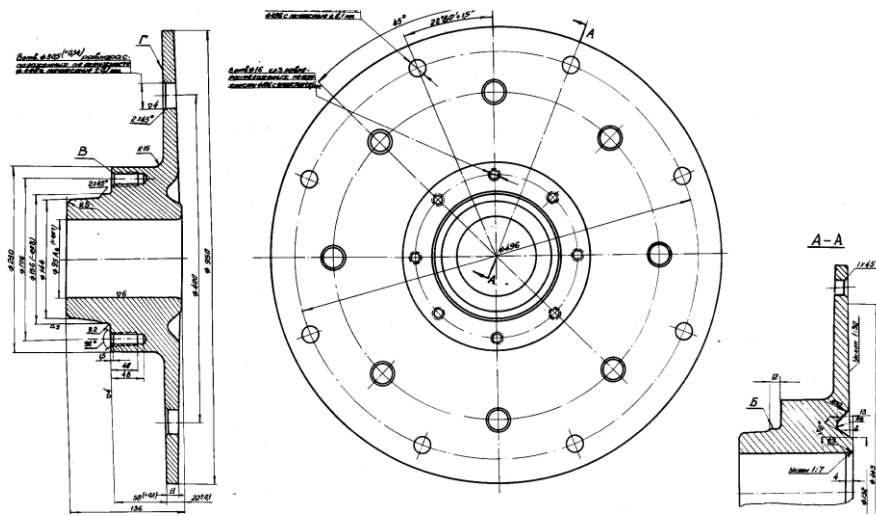


Рис. 2 – Маточина трамвайного колеса

2. Ціль статті

Як вказувалося вище демонтаж колісних пар в процесі монтажу і ремонту може привести диски маточини до зміни їх конструктивних розмірів і форми, що приведе до негідності їх повторного використання. Тому пропонується для усунення цього дефекту, застосування для розбирання колісної пари метод термовпливу.

3. Основний матеріал

Для здійснення втілення в виробництво розбирання маточини колісних пар трамваїв методом термовпливу, був виготовлений індукційний нагрівний прилад, який складалися з таких елементів: однієї круглої котушки і скріплених з нею шістьох магнітопроводів (рис. 3).

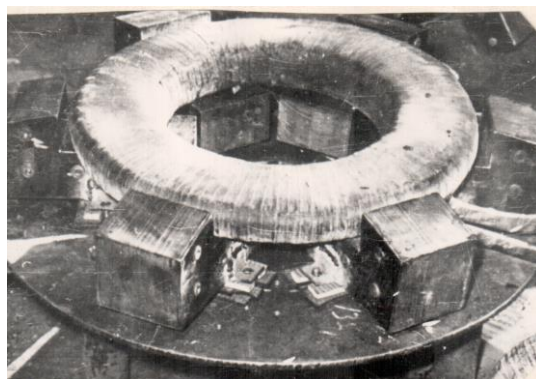


Рис. 3 – Індукційний нагрівач

Прилад одягається на зовнішню частину маточини колеса і нагріває маточину до виникнення зазору між віссю і маточиною, після цього маточна вільно знімається з осі. При проведенні іспитів на двох трамвайних колісних парах по зняттю маточин коліс термовпливом фіксувалися усі електричні і геометричні характеристики.

В процесі іспитів було виявлено, що до моменту свобідного виходу осі з маточини колеса складає 4-5 хвилин. Витрати електроенергії на нагрів однієї маточини складають 2-3 кВт/год. Дані з розформування трамвайних маточин коліс наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Дані з розформування маточин трамвайних коліс

№ осі	№ колеса	Розмір осі d , мм	Розмір маточини d , мм	Натяг δ , мм	Час нагріву, хв.	Струм I , А	Потужність P , кВт	Витрати ел. енергії N , кВт/год.
815; 29718	375; 164; 80; 61;	95,20	95,060	0,14	4	240	34	2,28
	375; 164; 80; 61	95,21	95,060	0,15	5	258	35	2,92
2412; 64	154; 164; 80; 62	95,11	95,01	0,10	3,6	245	36	2,15
915; 462	154; 164; 80; 62	95,21	95,10	0,11	4	257	36	2,4

Висновки

В результаті лабораторних і виробничих іспитів індукційного пристосування для знімання маточини трамвайного колеса було встановлено, що розформування маточини методом термовпливу з застосуванням індукційного приладу, дозволяє зняти маточину колеса без пошкоджень диска маточини і поверхонь сполучень як маточини, так і поверхонь валу (рис. 4). Як видно на рис. 4, поверхонь підматочинної частини валу немає ні рисок ні здирків, що дозволяє без додаткової механічної обробки формувати колісну пару. Час витрат на ремонт однієї сторони колісної пари складає дві години. В

подальшому використовуються усі деталі крім ущільнюючого кільця, яке зіпсувалося в процесі експлуатації. При ремонті, коли розформування колісної пари виконується розпресуванням, на ремонт витрачається часу в 2–3 рази більше. При цьому, псуються поверхні як вала і маточина, так і деякі деталі. Це приводить ремонт до великих витрат часу і коштів.

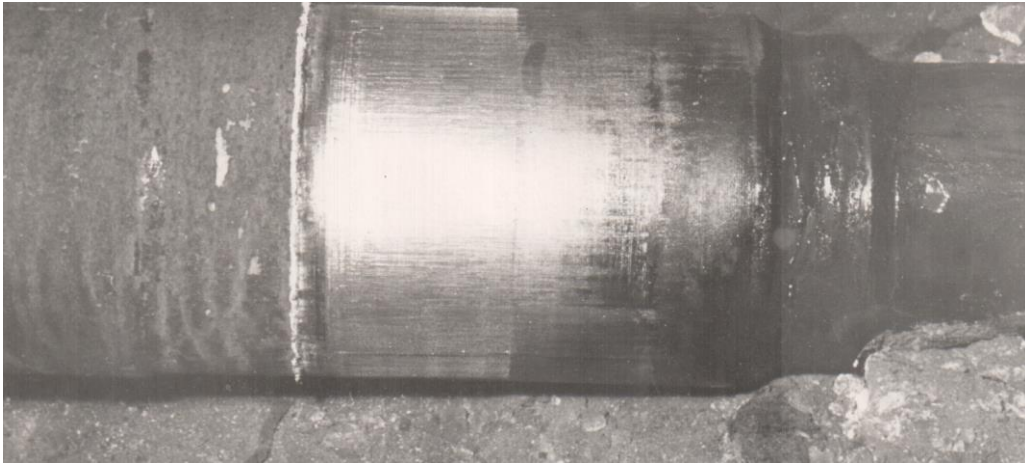


Рис. 4 – Вісь розформовані методом термовпливу

Час нагріву для здійснення свобідного зняття маточини складає 3,5–5 хв., витрати електроенергії в межах 2,2–3,0 кВт/год. на одну маточину.

Пропонована конструкція пристосування для зняття маточини з осі, є єдиний засіб можливості розформування її без пошкоджень.

Список використаних джерел:

1. Дука А. К. Оптимизация индукционного нагрева изделий в механосборочном производстве / А. К. Дука, Н. К. Резниченко // Резание и инструмент в технологических системах : междунар. науч.-техн. сб. / Нац. техн. ун-т «ХПИ». – Харьков, 2007. – № 72. – С. 136–143.
2. Амелина А. А. Устройство и ремонт вагонных букс с роликовыми підшипниками / А. А. Амелина. – М. : Машиностроение, 1966. – 285 с.
3. Андреев А. Г. Оптимизация нагрева при разборке деталей / А. Г. Андреев, Н. К. Резниченко, О. В. Щепкин // Вісник національного технічного університету «ХП». – Х., 2006. – № 32. – С. 3–8.

Малицький І.Ф., Єфремова В.І. «Зняття маточини трамвайного колеса з осі колісної пари термовпливом».

В статті розглядається питання можливості зняття маточини трамвайного колеса з вісі колісної пари без її пошкоджень методом термовпливу. Пропонується індукційне пристосування для зняття маточини. Приводяться результати приведених дослідів зі зняття з осі маточини.

Ключові слова: маточина, трамвайне колесо, колісна пара, термовплив.

Малицкий И.Ф., Ефремова В.И. «Снятие ступицы трамвайного колеса с оси колесной пары термовоздействием».

В статье рассматривается вопрос возможности снятия ступицы трамвайного колеса с оси колесной пары без её повреждения методом термовоздействия. Предлагается индукционное устройство для снятия ступицы колеса. Приводятся результаты проведенных испытаний по снятию с оси ступицы.

Ключевые слова: ступица, трамвайное колесо, колесная пара, термовоздействие.

Malitskiy I.F., Efremova V.I. “Removal of a nave of a tram wheel from an axis of wheel pair thermoinfluence”.

The article discusses the possibility of removal of a nave of a tram wheel from an axis of wheel pair without its damage by a thermoluminescence method is considered. The induction device for removal of a nave of a wheel is offered. Results of the spent tests on removal from a nave axis are resulted.

Key words: nave, tram wheel, wheel pair, thermoinfluence.

Стаття надійшла до редакції 22 червня 2011 р.

УДК 621.7

©Мовшович А.Я., Ищенко Г.И., Резниченко Н.К., Федосеева М.Е.,
Надери А.

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОСТАВА ЗАВОДСКОГО КОМПЛЕКТА УНИВЕРСАЛЬНО-СБОРНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ ДЛЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

1. Введение

Переход к рыночным методам хозяйствования поставили перед машиностроительным производством ряд задач, направленных на повышение качественных показателей выпускаемой продукции, снижения ее капиталоемкости и металлоемкости, трудоемкости, эксплуатационных затрат и создания на этой основе конкурентоспособных изделий. Рыночная экономика характеризуется быстрой сменой объектов производства, постоянной их модернизацией, сокращением количества однотипных машин и механизмов, уменьшением партионности их выпуска. По сути дела, имеет место дискретно-нестабильное производство, серийность которого изменяется во времени от мелкосерийного до серийного, и даже крупносерийного.

В этих условиях требуются новые подходы к технологической подготовке производства, повышение его гибкости, возможности быстрой переналадки, охватывающий весь технологический процесс изготовления изделия.

Эта задача в большей степени может быть решена на базе компьютерных технологий в сочетании с использованием гибких переналаживаемых технических средств, в том числе механизированных и автоматизированных, обеспечивающих не только высокое качество, но и необходимую производительность труда.

В этих условиях эффективным средством сокращения затрат и сроков технологической подготовки производства может быть достигнуто применением универсально-сборных приспособлений (УСП).

УСП является общемашиностроительным видом технологической оснастки, на который действует единая во всех отраслях машиностроения и приборостроения техническая документация на уровне Государственных стандартов [1].

Особенность технологической подготовки производства с применением УСП заключается в том, что каждый завод приобретает универсальный набор деталей и сборочных единиц, из которых komponуется то или иное приспособление для выполнения конкретной операции. После обработки заданной партии заготовок приспособление разбирают, а составляющие его элементы могут быть использованы для агрегатирования новых приспособлений, предназначенных для обработки других заготовок. При этом отпадает необходимость в выполнении всего комплекса работ, относящихся к проектированию и изготовлению специальных приспособлений.

При внедрении системы УСП на предприятии и расширении области ее применения необходимо установить технически обоснованную потребность предприятия в УСП и определить оптимальный структурный состав заводского комплекта УСП по группам элементов в зависимости от их функционального назначения.

Потребность предприятия в УСП определяется аналитическим методом.

При аналитическом методе расчета потребности в УСП производится анализ конструкторско-технологической документации изделий, выпускаемых предприятием, и необходимые объемы УСП исчисляются в натуральном выражении - единицах приспособлений.

2. Расчет количественного состава комплекта УСП

Количественный состав заводского комплекта элементов УСП зависит от годовой потребности предприятия в УСП; вида оснащаемой технологической

операции; количества элементов, входящих в одно УСП средней группы сложности; оборачиваемости элементов.

Количество элементов, входящих в одно приспособление средней группы сложности, P определяется его назначением по технологическому признаку и в среднем составляет:

сверлильные УСП.....	110 (Pс)
фрезерные.....	80 (Pф)
токарные.....	80 (Pт)
расточные.....	100 (Pр)
шлифовальные.....	90 (Pш)
долбежные.....	80 (Pд)
прочие.....	100 (Pп)

Оборачиваемость элементов УСП зависит от средней продолжительности эксплуатации одного приспособления, т.е. времени на его проектирование и сборку, транспортирование, наладку и эксплуатацию на рабочем месте, разборку и чистку.

Количество элементов в комплекте D определяется по формуле:

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{N_i \cdot P_i}{K_{об}} \cdot K_{р.з}$$

где N_i – количество сборок для соответствующей (сверлильной, фрезерной и пр.) операции;

P_i – количество элементов, входящих в приспособление для соответствующей (сверлильной, фрезерной и пр.) операции;

$K_{об}$ – коэффициент оборачиваемости элементов УСП;

$K_{р.з}$ – коэффициент, учитывающий резервный запас элементов УСП, равный 1,1.

При рациональной эксплуатации оборачиваемость элементов УСП – не менее трех раз в месяц, т. е. 36 раз в год.

Количество элементов для необходимого числа сборок УСП составляет (по операциям технологического процесса):

сверлильные	$D_c = \frac{N_c \cdot P_c}{K_{об}}$	$K_{р.з.} = 3,4 \cdot N_c$
фрезерные	$D_\phi = \frac{N_\phi \cdot P_\phi}{K_{об}}$	$K_{р.з.} = 2,5 \cdot N_\phi$
токарные	$D_T = \frac{N_T \cdot P_T}{K_{об}}$	$K_{р.з.} = 2,5 \cdot N_T$
расточные	$D_p = \frac{N_p \cdot P_p}{K_{об}}$	$K_{р.з.} = 3,1 \cdot N_p$
шлифовальные	$D_{ш} = \frac{N_{ш} \cdot P_{ш}}{K_{об}}$	$K_{р.з.} = 2,8 \cdot N_{ш}$
долбежные	$D_d = \frac{N_d \cdot P_d}{K_{об}}$	$K_{р.з.} = 2,5 \cdot N_d$
прочие	$D_\Pi = \frac{N_\Pi \cdot P_\Pi}{K_{об}}$	$K_{р.з.} = 3,1 \cdot N_\Pi$

Необходимое количество элементов УСП в заводском комплекте будет равно сумме элементов необходимых сборок УСП для всех технологических операций [3]:

$$D = D_c + D_\phi + D_T + D_p + D_{ш} + D_d + D_\Pi$$

3. Расчет номенклатурного состава и формирование структуры комплекта УСП

Доля каждой группы элементов УСП от общего количества их K для всех видов приспособлений (в процентном выражении) указана в таблице 1.

Зная количество элементов D для приспособлений по каждому виду технологической операции и значение коэффициента K для каждого вида приспособлений по соответствующей группе деталей, можно определить количество элементов УСП по каждой группе:

$$D_{БАЗ} = \frac{D_c K_{1c} + D_\phi K_{1\phi} + D_p K_{1p} + D_T K_{1T} + D_{ш} K_{1ш} + D_d K_{1d} + D_\Pi K_{1\Pi}}{100};$$

$$D_{КОРП} = \frac{D_c K_{2c} + D_\phi K_{2\phi} + D_p K_{2p} + D_T K_{2T} + D_{ш} K_{2ш} + D_d K_{2d} + D_\Pi K_{2\Pi}}{100};$$

$$D_{УСТ} = \frac{D_c K_{3c} + D_\phi K_{3\phi} + D_p K_{3p} + D_T K_{3T} + D_{ш} K_{3ш} + D_d K_{3d} + D_\Pi K_{3\Pi}}{100};$$

$$D_{\text{НАПР}} = \frac{D_C K_{4C} + D_\phi K_{4\phi} + D_P K_{4P} + D_T K_{4T} + D_{\text{Ш}} K_{4\text{Ш}} + D_D K_{4D} + D_{\text{П}} K_{4\text{П}}}{100};$$

$$D_{\text{ЗАЖ}} = \frac{D_C K_{5C} + D_\phi K_{5\phi} + D_P K_{5P} + D_T K_{5T} + D_{\text{Ш}} K_{5\text{Ш}} + D_D K_{5D} + D_{\text{П}} K_{5\text{П}}}{100};$$

$$D_{\text{КРЕП}} = \frac{D_C K_{6C} + D_\phi K_{6\phi} + D_P K_{6P} + D_T K_{6T} + D_{\text{Ш}} K_{6\text{Ш}} + D_D K_{6D} + D_{\text{П}} K_{6\text{П}}}{100};$$

$$D_{\text{ВСП}} = \frac{D_C K_{7C} + D_\phi K_{7\phi} + D_P K_{7P} + D_T K_{7T} + D_{\text{Ш}} K_{7\text{Ш}} + D_D K_{7D} + D_{\text{П}} K_{7\text{П}}}{100};$$

$$D_{\text{СБ.ЕД.}} = \frac{D_C K_{8C} + D_\phi K_{8\phi} + D_P K_{8P} + D_T K_{8T} + D_{\text{Ш}} K_{8\text{Ш}} + D_D K_{8D} + D_{\text{П}} K_{8\text{П}}}{100}.$$

Таблица 1 – Доля каждой группы элементов УСП, %

№ п/п	Группа элементов	Вид приспособлений							Средний процент
		Сверлильные (Кс)	Фрезерные (Кф)	Расточные (Кр)	Токарные (Кт)	Шлифо- вальные (Кш)	Строгальные и долбежные (Кд)	Прочие (Кп)	
1	Базовые	0,8	1	1	1,2	1	1	1	1
2	Корпусные	14	14	14	14	14	14	14	14
3	Установочные	22	22	22	22	22	22	22	22
4	Направляющие	4	3	4	2	4	2	2	3
5	Зажимные	4	4	4	5	4	4	3	4
6	Крепежные	51	52	52	54	52	52	51	52
7	Вспомо- гательные	3	3	2	1	2	4	6	3
8	Сборочные единицы	1,2	1	1	0,8	1	1	1	1

В приведенных формулах цифровые символы 1-8 указывают на порядковый номер группы элементов, согласно нумерации, принятой в таблице, а литерными символами "с-п" обозначены виды приспособлений по технологической операции [2].

Общее количество элементов УСП в заводском комплекте равно сумме

$$D = D_{\text{БАЗ}} + D_{\text{КОРП}} + D_{\text{УСТ}} + D_{\text{НАПР}} + D_{\text{ЗАЖ}} + D_{\text{КРЕП}} + D_{\text{ВСП}} + D_{\text{СБ. ЕД. ИЛИ}} D_{\text{БАЗ}} + \\ + D_{\text{КОРП}} + D_{\text{УСТ}} + D_{\text{НАПР}} + D_{\text{ЗАЖ}} + D_{\text{КРЕП}} + D_{\text{ВСП}} + D_{\text{СБ. ЕД.}} = D_{\text{С}} + D_{\text{Ф}} + D_{\text{Г}} + D_{\text{Т}} + \\ + D_{\text{Р}} + D_{\text{Ш}} + D_{\text{Д}} + D_{\text{П}}.$$

При определении номенклатуры элементов, составляющих компоновку УСП, необходимо учитывать вид технологической операции, для которой собрана компоновка. Например, сверлильные приспособления преимущественно агрегатируются на круглых и квадратных плитах с широким использованием направляющих деталей и сборочных единиц; фрезерные и шлифовальные - на прямоугольных плитах со значительным количеством опор; токарные и расточные - на круглых плитах и базовых угольниках.

При смене продукции предприятия, освоении новых изделий, изменении характера производства, совершенствовании конструкции и технологии и т.п. на базе сформировавшегося заводского комплекта УСП производится его профилирование.

Общее количество элементов комплекта УСП-12, рассчитанное по приведенной методике и его техническая характеристика приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Техническая характеристика комплекта УСП-12

№ п/п	Показатели, характеризующие комплект УСП-12	Численные значения
1	Количество деталей и узлов	2600
2	Среднее количество сборок, собираемое из одного комплекта: • одновременно • в течении года	50 2400
3	Среднее время сборки одного приспособления, час	2
4	Максимальный вес обрабатываемой детали, кг	75
5	Максимальные габариты обрабатываемых деталей, мм	700×400×800
6	Диаметр основного крепежного болта	M12
7	Точность обработки в приспособлении, качество	5-7
8	Срок службы, год	12-15

Выводы

Гибкое производство, как правило, используется для обработки широкой номенклатуры деталей в условиях часто меняющихся изделий, то и приспособления, применяемые для их оснащения должны обладать высокой гибкостью. Этому требованию в наибольшей степени отвечают универсально-сборные переналаживаемые приспособления, komponуемые из набора стандартизованных элементов и узлов методом агрегатирования.

Такие приспособления, в отличие от специальных неразборных, позволяют базировать и закреплять изделия различной формы и размеров.

Приспособления УСП, обладая высокой прочностью, износостойкостью и повышенной точностью, обеспечивают точность обработки на чистовых операциях без подналадки по 5–7 квалитетам.

Предложенный аналитический метод определения состава комплекта УСП позволил определить номенклатурный состав и сформировать структуру заводского комплекта УСП-12, наиболее полно отвечающий решению поставленной технологической задачи.

Список использованных источников:

1. Обратимая технологическая оснастка для ГПС / А. Я. Мовшович, Н. Д. Жолткевич, В. П. Горбулин [и др.]. – К.: Техника, 1992 – 216 с.
2. Жолткевич Н. Д. Универсально-сборные приспособления с пазами 8, 12, 16 мм / Н. Д. Жолткевич, А. Я. Мовшович, И. Ф. Приходько. – М.: ЦНИИинформации, 1982. – 68 с.
3. Стандартные детали и узлы универсально-сборных приспособлений. — М.: Изд-во стандартов, 1978. – 125 с.

Мовшович А.Я., Ищенко Г.И., Резниченко Н.К., Федосеева М.Е., Надери А.
«Аналитическое определение состава заводского комплекта универсально-сборных приспособлений для механической обработки».

Предложен аналитический метод определения качественного и количественного состава комплекта универсально-сборных приспособлений для механообработки, приведены факторы, которые необходимо учитывать при его формировании.

Ключевые слова: состав, универсально-сборочное приспособление, механическая обработка.

Мовшович О.Я., Іщенко Г.І., Резніченко М.К., Федосєєва М.Є., Надєрі А. «Аналітичне визначення складу заводського комплекту універсально-складальних пристосувань для механічної обробки».

Запропоновано аналітичний метод визначення якісного та кількісного складу комплекту унівесально-збірних пристосувань для механічної обробки, наведені фактори, які необхідно враховувати при його формуванні.

Ключові слова: склад, універсально-складальне пристосування, механічна обробка.

Movshovich A.Y., Ischenko G.I., Reznichenko N.K., Fedoseyeva M.E., Naderi Ali “Analytical definition of structure of the complete set of universally-collapsible facilities for mechanical handling”.

The analytical method of definition of qualitative and quantitative structure of the complete set of universally-collapsible facilities for mechanical handling, factors which are necessary for considering at its formation are resulted.

Key words: structure, of universally-collapsible facility, mechanical handling.

Стаття надійшла до редакції 21 вересня 2011 р.

©Оболенская Т.А., Трыков Д.Ю.

ВЫБОРОЧНЫЙ ПРИЁМНЫЙ КОНТРОЛЬ КАЧЕСТВА ПРОДУКЦИИ

1. Постановка задачи

При решении задач приёмного контроля обычно игнорируют влияние внешних причин возникновения дефектов продукции.

Довольно типична ситуация, когда из-за отсутствия внешних причин вероятность возникновения брака ничтожно мала. Это заставляет использовать приёмочный контроль, который вызывает дополнительные затраты материальных средств и людских резервов и оправдывает своё назначение только в отдельные, иногда очень редкие периоды работы производства. Поэтому необходимо построить выборочный приёмочный контроль, так чтобы при нормальном ходе производства затраты на него были по возможности минимальными.

2. Анализ исследований

Для ВПК (выборочный приёмочный контроль) довольно хорошо служит схема с переменным планом контроля. При этом используются выборки сравнительно малого объёма при нормальном ходе производства, а затем переходят к выборкам большого объёма при возникновении расстройства. Забракованные партии рассматриваются как признак расстройства производства. Случается, что при нарушенном ходе партия случайно окажется принятой, и это повлечет переход к выборкам малого объёма и возможный приём большого числа дефектных изделий. Итак, постараемся построить контроль с переменным планом разумно и свести ошибки к минимуму и уменьшить затраты на контроль.

3. Основной материал

Простейшая форма контроля с переменным планом заключается в следующем. Устанавливаются два объема выборок n_1, n_2 причем $n_1 > n_2$. Для указанных объемов числа c_1, c_2 принимаются равными нулю. Это значит, что независимо от объема выборки при обнаружении в ней хотя бы одного дефектного изделия партия бракуется. Первые, поступившие на контроль партии, проверяются выборками объема n_1 . Если какая-либо из них оказалась принятой, то делается вывод, что имеет место нормальный ход производства и последующие партии контролируются выборкой объема n_2 до тех пор, пока какая-либо партия не окажется забракованной. Забракование партии принимается за признак расстройства производства, и следующие за ней партии проверяются выборками объема n_1 до тех пор, пока одна из них не будет принята и т. д. Будем говорить, что контроль находится в состоянии E_1 , если проверка осуществляется выборкой объема n_1 , и в состоянии E_2 , если она осуществляется выборкой объема n_2 . Тогда мы получим схему смен состояний контроля в виде E_1, E_2 , где стрелками показаны направления перехода от одного состояния к другому. Мы видим, что оба состояния E_1, E_2 равноправны в том смысле, что возможны взаимные переходы от одного состояния к другому.

Допустим, что при контроле k партий имела место последовательность состояний контроля, представленная таблицей 1.

Таблица 1 – последовательность состояний контроля

Номер партии							
Состояние							

Для того чтобы определить, в каком состоянии будет находиться контроль при проверке $(k + 1)$ -й партии, достаточно знать результаты проверки k -й партии. Если k -я партия принята, то при проверке $(k + 1)$ -й партии

контроль будет находиться в состоянии E_2 , если k -я партия забракована, то контроль будет находиться в состоянии E_1 . Тот факт, что при проверке предыдущих $k - 1$ партий контроль находился в состояниях, заданных табл. 1, не имеет здесь никакого значения.

Итак, для того чтобы определить вероятность того, что при проверке партии с номером $k + 1$ контроль будет находиться в состоянии E_1 (или E_2), достаточно знать в каком состоянии он находился при проверке партии с номером k .

Пусть в каждой партии имеется число X дефектных изделий. Тогда вероятность приемки партии при объеме выборки n_1 будет

$$P_{E_1}(X) = \left(1 - \frac{n_1}{N}\right)^X, \quad (1)$$

а вероятность забракования

$$Q_{E_1}(X) = 1 - P_{E_1}(X) \quad (2)$$

Обозначение $P_{E_1}(X)$ подчеркивает, что вычисленные вероятности относятся к состоянию E_1 . Аналогично для состояния E_2 получим

$$P_{E_2}(X) = \left(1 - \frac{n_2}{N}\right)^X \quad (3)$$

$$Q_{E_2}(X) = 1 - P_{E_2}(X). \quad (4)$$

Составим таблицу (табл. 2), левый столбец которой соответствует возможным состояниям контроля при проверке партии с номером k , а верхняя строка – состояниям контроля при проверке партии с номером $k + 1$. И в том и другом случае имеем два состояния E_1 , E_2 , и поэтому таблица будет квадратной. Клетка с номером 1 обозначает, что при проверке партии с номером k имело место состояние E_1 и при проверке партии с номером $k + 1$ тоже состояние E_1 . Иначе говоря, при переходе от партии k к партии $k + 1$ контроль остался в состоянии E_1 . Клетка с номером 2 обозначает, что при переходе от партии k к партии $k + 1$ контроль перешел из состояния E_1 в

состояние E_2 . Кратко этот переход можно записать как $E_1 \rightarrow E_2$. Аналогично клетки с номерами 3 и 4 обозначают соответственно переходы $E_2 \rightarrow E_1$ и $E_2 \rightarrow E_2$.

Теперь по аналогии с табл. 2 составим табл. 3, в которой вместо номеров укажем в соответствующих клетках результаты проверки k -й партии

Таблица 2

	E_1	E_2
E_1	1	2
E_2	3	4

Таблица 3

	E_1	E_2
E_1	забракование	прием
E_2	забраковано	прием

Заменяя в табл. 3 наименование результата проверки его вероятностью, получим табл. 4. В ней вероятность $Q_{E_1}(X)$ задает вероятность перехода контроля из состояния E_1 , имевшего место при проверке k -й партии, в состояние E_1 при проверке $k+1$ -й партии.

Таблица 4

	E_1	E_2
E_1	$Q_{E_1}(X)$	$P_{E_1}(X)$
E_2	$Q_{E_2}(X)$	$P_{E_2}(X)$

Аналогично $P_{E_1}(X)$ задает вероятность перехода $E_1 \rightarrow E_2$, $Q_{E_2}(X)$ – вероятность перехода $E_2 \rightarrow E_1$, $P_{E_2}(X)$ – вероятность перехода $E_2 \rightarrow E_2$. Поэтому естественно назвать табл. 4 таблицей вероятностей перехода.

Таблицы такого типа называют матрицами вероятностей перехода и кратко записываются как

$$\{P_{ij}\} = \left\| \begin{array}{cc} P_{11} & P_{12} \\ P_{21} & P_{22} \end{array} \right\|, \quad (5)$$

где p_{ij} — вероятность перехода из состояния E_i в состояние E_j .

Нам предстоит несколько отвлечься от терминологии ВПК и изложить приведенные нами понятия в более общем виде.

Условимся называть исследуемый объект системой. Так, в разбираемом нами случае ВПК является исследуемым объектом и поэтому системой. Состояния E_1, E_2 будем называть состояниями системы. У некоторых систем их может быть много, поэтому будем считать, что система может находиться в одном из m состояний: E_1, E_2, \dots, E_m .

Действие, способное перевести систему из одного состояния в другое, назовем шагом. Например, для системы – ВПК шагом явится проверка одной партии. Соответственно вероятность p_{ij} (см. 5) будет называться вероятностью перехода системы из состояния E_i в состояние E_j за один шаг. Вероятности p_{ij} перехода задают матрицу вероятностей перехода за один шаг типа (5). Если число состояний системы равно m , то матрица имеет вид

$$\{p_{ij}\} = \begin{pmatrix} p_{11} & p_{12} & \dots & p_{1m} \\ p_{21} & p_{22} & \dots & p_{2m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ p_{m1} & p_{m2} & \dots & p_{mm} \end{pmatrix}. \quad (6)$$

Для матриц вероятностей перехода справедливо свойство: сумма вероятностей перехода, находящихся в одной строке, равна единице, т. е.

$$\sum_{j=1}^m p_{ij} = 1. \quad (7)$$

Это свойство легко проверить на примере матрицы, отвечающей табл. 1. Например,

$$Q_{E_1}(X) + P_{E_1}(X) = 1.$$

Считается, что состояния системы E_1, E_2, \dots, E_m связаны в цепь Маркова, если вероятность перехода в каждое из состояний системы на шаге $k+1$ зависит лишь от того, в каком состоянии система находилась на шаге k , и не зависит от всех предшествующих состояний системы.

Анализируемый нами контроль с переменным планом, когда объем выборки меняется в зависимости от результата контроля предыдущей партии, является типичным примером цепи Маркова. Действительно, если, например,

известно что k -я партия проверялась выборкой объема n_1 (состояние E_1), то вероятность перехода к состоянию E_2 задается как $P_{E_1}(q)$ и не зависит от того, в каком состоянии находилась система при проверке всех предыдущих партий.

Как уже указывалось, контроль партий начинается с состояния E_1 , т. е. первая поданная на контроль партия проверяется выборкой объема n_1 . Это определяет начальное состояние системы. В дальнейшем по ходу проверки последующих партий система будет переходить из состояния E_1 в E_2 и обратно. Табл. 4 (матрица) задает вероятности перехода из одного состояния в другое за один шаг (при контроле одной партии). Но естественно поставить практически очень важный вопрос: какова вероятность, что случайно взятая партия, уже прошедшая контроль, была проверена выборкой объема n_1 ? Если искомая вероятность велика, то это означает, что в основном партии проверялись выборками объема n_1 и применение переменного плана контроля не принесло существенной экономии по сравнению с контролем постоянной выборкой объема n_1 .

Прежде всего, следует обсудить, зависит ли ответ на поставленный вопрос от начального состояния системы. Очевидно, что если проверено всего две партии и первая из них с вероятностью единица имела объем выборки равный n_1 , то искомая вероятность, по крайней мере, не менее $1/2$ и влияние начального состояния системы очень ощутимо. Но оно будет постепенно уменьшаться по мере увеличения числа проверенных партий. Для изучаемой нами цепи Маркова установлено, что при большом числе проверенных партий (после большого числа шагов) влияние начального состояния системы ничтожно мало и может не учитываться. Это свойство цепи Маркова носит название *эргодичности*.

Рассмотрим изучаемую ситуацию с более строгих позиций. Пусть система, имеет m состояний E_1, E_2, \dots, E_m и задана матрица (6) вероятностей перехода за один шаг. Пусть, далее, известно, что в начальный момент система

находилась в состоянии E_i . Обозначим через $p_{ij}^{(k)}$ вероятность того, что система за k шагов перейдет в состояние E_j . По отношению к системе — ВПК величина $p_{12}^{(k)}$ задаст вероятность того, что $(k+1)$ -а партия была проверена выборкой объема n_2 , если первая партия была проверена выборкой объема n_1 . Аналогично трактуются величины $p_{11}^{(k)}$, $p_{21}^{(k)}$, $p_{22}^{(k)}$.

Свойство эргодичности означает, что существует предел

$$\lim_{k \rightarrow \infty} p_{ij}^{(k)} = u_j, \quad (8)$$

причем u_j не зависит от E_i , т. е. от начального состояния системы. Величина u_j называется *предельной вероятностью* нахождения системы.

Применительно к системе — ВПК величины u_1 и u_2 задают вероятность того, что взятая наугад из числа прошедших проверку партия имела объем выборки n_1 и n_2 соответственно.

Более общая трактовка величины u_j заключается в следующем. Рассмотрим последовательность состояний E_i по ходу проверки партий. Поскольку результат проверки каждой отдельной партии является случайным, то и последовательность состояний E_i будет случайной. В табл. 1 дана единичная реализация такой последовательности. При каждом новом повторении процедуры проверки k партий будет получена своя, отличная от предыдущих последовательность состояний E_i , т. е. своя единичная реализация такой последовательности. Допустим, что выполнено M повторений указанной процедуры и тем самым получено M реализаций последовательностей состояний E_i . Запишем их в виде таблицы, где каждая строка соответствует одной реализации (табл. 5).

В столбце, соответствующем партии с номером k имеется некоторое чередование состояний E_1 , E_2 . Оно носит случайный характер, и поэтому имеет смысл рассматривать частоты появления E_1 и E_2 . Пусть в k -м столбце

содержится r_1 раз состояние E_1 и r_2 раз состояние E_2 . Тогда частота состояния E_1 при проверке k -й партии будет

$$v_1 = \frac{r_1}{M},$$

частота состояния E_2

$$v_2 = \frac{r_2}{M}.$$

Таблица 5

Номер партии	1	2	3	4	5	...	$k-1$	k
1-я реализация	E_1	E_1	E_2	E_1	E_1	...	E_2	E_2
2-я реализация	E_1	E_2	E_1	E_1	E_2	...	E_2	E_1
3-я реализация	E_1	E_2	E_2	E_2	E_1	...	E_1	E_2
...
M -я реализация	E_1	E_1	E_1	E_2	E_2	...	E_2	E_2

На основе теоремы Я. Бернулли можно утверждать, что при большом числе M повторений процедуры контроля k партий частота v_1 близка к вероятности α_1 появления состояния E_1 при проверке k -й партии, такую же формулировку можно дать относительно частоты v_2 и вероятности α_2 появления состояния E_2 .

Проверка k -й партии отвечает $(k-1)$ -му шагу. Согласно теории цепей Маркова, вероятность α_1 равна $p_{11}^{(k-1)}$, т. е. вероятности перехода системы из состояния E_1 в состояние E_2 за $k-1$ шагов. Вероятность α_2 равна $p_{12}^{(k-1)}$, т. е. вероятности перехода системы из состояния E_1 в состояние E_2 за $k-1$ шагов. Равенство (8) означает, что по мере роста числа шагов эта вероятность стремится к некоторому пределу, не зависящему от того, с какого состояния началась данная реализация.

При решении задач, связанных с приложениями теории цепей Маркова, как правило, основной интерес представляют предельные вероятности u_j . Для

$$\{p_{ij}\} = \begin{Bmatrix} Q_{E_1}(X) & P_{E_1}(X) \\ Q_{E_2}(X) & P_{E_2}(X) \end{Bmatrix}, \quad (10)$$

где $Q_{E_1}(X)$ и $Q_{E_2}(X)$ – вероятности забракования партии при объемах выборки n_1 и n_2 ; $P_{E_1}(X), P_{E_2}(X)$ – соответствующие вероятности приемки партии.

Таким образом, вероятности перехода за один шаг

$$p_{11} = Q_{E_1}(X) = 1 - P_{E_1}(X); \quad p_{12} = P_{E_1}(X),$$

$$p_{21} = Q_{E_2}(X) = 1 - P_{E_2}(X); \quad p_{22} = P_{E_2}(X).$$

Система уравнений (9) примет вид:

$$u_1 = u_1 p_{11} + u_2 p_{21},$$

$$u_2 = u_1 p_{12} + u_2 p_{22},$$

$$u_1 + u_2 = 1.$$

Подставляя $p_{11}, p_{12}, p_{21}, p_{22}$, получим

$$u_1 = u_1(1 - P_{E_1}(X)) + u_2(1 - P_{E_2}(X)),$$

$$u_2 = u_1 P_{E_1}(X) + u_2 P_{E_2}(X),$$

$$u_1 + u_2 = 1.$$

Легко проверить, что первые два уравнения тождественны.

Действительно, складывая их правые и левые части, получим

$$u_1 + u_2 = u_1 + u_2.$$

Поэтому для нахождения u_1, u_2 используем уравнения

$$u_2 = u_1 P_{E_1}(X) + u_2 P_{E_2}(X),$$

$$u_1 + u_2 = 1.$$

Решая их относительно u_1 и u_2 , найдем,

$$\left. \begin{aligned} u_1 &= \frac{1 - P_{E_2}(X)}{1 + P_{E_1}(X) - P_{E_2}(X)} \\ u_2 &= \frac{P_{E_1}(X)}{1 + P_{E_1}(X) - P_{E_2}(X)} \end{aligned} \right\}. \quad (11)$$

Если выполнена проверка большого количества партий, то величина u_1 покажет вероятность того, что взятая наугад партия имела объем выборки n_1 , величина u_2 – что она имела объем выборки n_2 .

Вычислим математическое ожидание $E_{n_1}(Y)$ числа дефектных изделий в проверенной партии в предположении, что объем выборки равен n_1 . Для этого достаточно воспользоваться формулой с той только разницей, что доля q_0 дефектности заменяется числом X дефектных изделий:

$$E_{n_1}(Y) = XP_{E_1}(X). \quad (12)$$

При объеме выборки n_2 математическое ожидание $E_{n_2}(Y)$ вычисляется по формуле

$$E_{n_2}(Y) = XP_{E_2}(X). \quad (13)$$

Итак, если случайно взятая партия проверялась выборкой объема n_1 , то среднее число дефектных изделий в ней равно $E_{n_1}(Y)$, если она проверялась выборкой объема n_2 , то – $E_{n_2}(Y)$. В то же время, равенства (11) задают вероятности указанных объемов. Сопоставляя вместе сказанное относительно величин $u_1, u_2, E_{n_1}(Y), E_{n_2}(Y)$, можно составить таблицу вероятностей проверки партий выборками объемов n_1, n_2 и отвечающих этим объемам средних чисел дефектных изделий (табл. 6)

Таблица 6

Объем выборки	n_1	n_2
Вероятность u_i того, что партия была проверена выборкой объема n_i	u_1	u_2
Среднее число дефектных изделий в проверенной партии	$E_{n_1}(Y)$	$E_{n_2}(Y)$

Табл. 6 задает распределение некоторого числа \bar{Y} , которое с вероятностью u_1 принимает значение $E_{n_1}(Y)$ и с вероятностью u_2 - значение $E_{n_2}(Y)$. Поэтому математическое ожидание числа \bar{Y} может быть вычислено как

$$E(\bar{Y}) = E_{n_1}(Y)u_1 + E_{n_2}(Y)u_2.$$

Математическое ожидание $E(\bar{Y})$ является искомым математическим ожиданием $E(Y)$:

$$E(Y) = E_{n_1}(Y)u_1 + E_{n_2}(Y)u_2. \quad (14)$$

На основе формулы (14) $E_{n_1}(Y)$ и $E_{n_2}(Y)$ могут рассматриваться как условные математические ожидания: $E_{n_1}(Y)$ вычислено при условии, что объем выборки равен n_2 .

Если процесс изготовления изделий стабилен, то применение контроля с переменным планом теряет всякий смысл. Такой контроль становится выгодным, когда имеется колебание параметров a, σ, b распределения числа χ , так как он обеспечивает автоматическое изменение объема выборки при ухудшении качества продукции.

Параметры распределения a, σ, b вычисляются на основе опытных данных. Естественно, что опытные данные относятся к какому-то определенному промежутку работы производства и может оказаться, что в силу своей ограниченности этот промежуток не дает общей картины вариаций качества продукции. Установив на основе полученных опытных данных объем выборки, мы рискуем, что при изменении параметров распределения он окажется отнюдь не наилучшим.

Применение несмещенных оценок числа принятых дефектных изделий позволяет корректировать условия контроля по мере накопления данных о числе дефектных изделий, обнаруженных в выборках. Этой же цели может служить контроль с переменным планом. Если нет уверенности, что процесс изготовления изделий стабилен, то целесообразно использовать контроль с переменным планом, причем объем выборки n_2 следует взять близким к оптимальному, а объем выборки n_1 – в зависимости от стабильности производства. Объем выборки n_1 устанавливается в известной мере произвольно. Вообще говоря, он должен быть тем большим, чем менее

устойчиво качество продукции. При этом не следует устанавливать $n_1 > 2n_2$. Изучение данных различных производств показывает, что, как правило, достаточно, если $n_1 = 1,5n_2$.

Выводы

Мы привели простейшее построение приемочного контроля в виде цепи Маркова. В принципе здесь возможны дальнейшие усложнения, когда контроль имеет не два, а большее число состояний. Практическое использование сложных форм контроля с переменным планом становится возможным при его полной автоматизации. Наличие решающего устройства, которое по определенной заданной программе переводит контроль из одного состояния в другое и подсчитывает несмещенную оценку числа принятых дефектных изделий, может обеспечить наиболее экономичный режим проверки изделий. Создание такого рода автоматических устройств целесообразно для массовых производств, когда контроль связан с разрушением изделий.

Список использованных источников:

1. Кузьмин В. В. Статистические методы контроля качества в машиностроении / В. В. Кузьмин, В. В. Марков // III Студенческая региональная научно-техническая конференция «Актуальные проблемы техники и технологии машиностроительного производства» / Федеральное агентство по образованию, Орловский государственный технический университет технологический институт ОРЕЛГТУ, 25 февраля-23 апреля 2010 г. – Орел, 2010.
2. Колмогоров А. Н. Статистический приемный контроль при допустимом числе дефектных измерений, равных нулю / А. Н. Колмогоров. – Л. : ЛДНТП, 1991.
3. Кордонский Х. Б. Статистический приемный контроль на поточной и конвейерной лентах / Х. Б. Кордонский // Вестник машиностроения. – 1983. – № 9.
4. Кордонский Х. Б. Приложения теории цепей Маркова к контролю партий / Х. Б. Кордонский // Вестник ЛГУ. – Л., 1995. – № 11.

Оболенская Т.А., Триков Д.Ю. «Выборочный приёмочный контроль качества продукции».

В статье рассмотрены виды приёмочного контроля с учетом того, чтобы при нормальном ходе производства затраты на него были минимальными, а при нарушении производственного процесса под влиянием внешних причин он обеспечил бы надлежащий отсев дефектных партий.

Ключевые слова: Выборка, контроль, качество, дефект, продукция

Оболенська Т.О., Триков Д.Ю. «Вибірковий приймальний контроль якості продукції».

В статті розглянуті види приймального контролю з урахуванням того, щоб при нормальному ході виробництва витрати на нього були б мінімальними, а при порушеннях виробничого процесу під впливом зовнішніх причин він би забезпечував надійний відсів дефектних виробів.

Ключові слова: вибірка, контроль, якість, дефект, продукція

Obolenskaya T.A., Trikov D.J. “The selective receiving quality inspection of production”.

In the article the kinds of receiving inspection with due for the normal working order the expenditures have to be minimum, but if the production process was broken with influence of external reasons it has to provide the safety elimination of defect lots are examined.

Key words: Selection, inspection, quality, defect, production

Стаття надійшла до редакції 28 червня 2011 р.

©Мовшович А.Я., Роменский В.И., Черная Ю.А.

ПОВЫШЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ ЭЛЕМЕНТОВ СБОРОЧНО-СВАРОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ

1. Введение

Сборочно-сварочные приспособления работают в сложных условиях. Они подвергаются воздействию собираемых деталей, а также брызг расплавленного металла и при отсутствии надлежащего покрытия теряют точность, внешний вид и зачастую преждевременно выходят из строя. Поэтому защита сварочных приспособлений от различных разрушительных воздействий и особенно от брызг расплавленного металла имеет первостепенное значение. Особенно нуждаются в такой защите детали и сборочные единицы УСПС, рассчитанные на длительный срок эксплуатации [3].

2. Состояние вопроса

Для защиты сварочных приспособлений наиболее предпочтительны композиции на основе дисульфата молибдена - смазка ВНИИНП-230 и твердое покрытие ТП-1. Смазка ВНИИНП-230 более удобна для применения. Ее можно приобрести в готовом виде на одном из специализированных предприятий, где организован промышленный выпуск. Смазка может храниться в закрытых стеклянных сосудах длительное время (6-12 месяцев). Ее наносят на подогретые детали любым способом: пульверизатором, кистью или .окунанием. Режим запекания несложный: после- 15-минутной выдержки при комнатной температуре покрытые детали нагревают за 30-40 мин. до $t - 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ и выдерживают при этой температуре в течение 15-20 мин. Затем с такой же

скоростью продолжают нагрев до 180 °С и выдерживают при этой температуре в течение 2 ч.

Пленка смазки ложится ровным слоем, имеет высокую сцепляемость с металлом и обладает высокой прочностью и износостойкостью, а также термозащитными и антикоррозионными свойствами. Она хорошо защищает поверхности деталей сварочных, приспособлений от сварочных брызг и износа. Толщина слоя смазки 15-30 мкм. Для получения более плотного слоя допускается повторное нанесение смазки после затвердения первого.

Твердое покрытие ТП-1 обладает такими же защитными свойствами, однако уступает по своим технологическим характеристикам. Так, отверждение пленки производится при более высокой температуре (+200°С). Приготовленная композиция имеет небольшой срок хранения – 10-12 суток в закрытом сосуде.

Оба покрытия требуют тщательной предварительной подготовки поверхности деталей. Их подвергают обезжириванию и травлению для очистки от грязи, окалины, ржавчины и жировых загрязнений, затем химическому фосфатированию или оксидированию, промывке и сушке. Между обезжириванием, фосфатированием и нанесением покрытия не допускается длительный перерыв (свыше 2-3 ч) во избежание повторных загрязнений.

Другие известное покрытие - термозащитное покрытие ГАОЛ-1. Оно защищает поверхности деталей от брызг расплавленного металла и коррозии в течение продолжительного времени.

В состав покрытия входит:

1. Огнеупорный лак КО-815 (бывший лак ФГ-9) - 650 г или 65%. При отсутствии лака КО-815 разрешается пользоваться заменителем - огнеупорным лаком марки СФ-1 в том же соотношении, что и лак КО-815.
2. Черный графит СКЛН (литейный) - 250 г, или 25%.
3. Алюминиевая пудра ПАК-1 ГОСТ 5494-71 - 60 г, или 6% .
4. Клей марки 88Н - 40 г, или 4% .

Композицию можно приготовить практически в условиях любого завода. Технология приготовления следующая. В плотно закрывающуюся небыющую посуду сначала заливается огнеупорный лак КО-815, затем при помешивании в лак добавляется алюминиевая пудра марки ПАК-1 6% от веса лака. После этого добавляется черный графит СКЛН 25% и клей марки 4НБ 4%. Полученную смесь всех составляющих компонентов очень тщательно перемешивают в течение 4-5 мин до получения однородной массы серого цвета. Только после этого огнеупорное покрытие считают пригодным к употреблению. Срок хранения готовой краски 10-15 дней в плотно закрытой посуде. Перед употреблением огнеупорное покрытие необходимо тщательно перемешать.

Большим технологическим достоинством этого покрытия является простота затвердения, которое происходит при комнатной температуре и не требует подогрева в термошкафах. Однако механическая прочность пленки ГАОЛ - 1 значительно ниже прочности пленок ВНИИНП - 230 и ТП-1. Поэтому в пределах срока службы приспособлений могут иметь место ее повреждения. Для обеспечения постоянной защиты при пользовании ГАОЛ-1 следует периодически проводить повторное покрытие деталей УСПС [1].

Наиболее доступным защитным средством является силиконовая смазка. Аэрозольная упаковка создает большие удобства при хранении и нанесении смазки. Затверждение происходит без подогрева и длится немногим больше минуты. Смазку используют как для защиты приспособлений, так и для защиты свариваемых деталей (например, при сварке деталей, прошедших чистовую обработку).

Однако прочность силиконовой пленки, ее термозащитные и другие свойства значительно уступают пленкам ГАОЛ - 1, а тем более ВНИИНП - 230 и ТП-1. Поэтому их рекомендуется применять только для краткосрочной защиты. В случае, если другое покрытие по каким-либо причинам нанести невозможно, то после каждого использования компоновок необходимо проверять состояние силиконовой пленки и своевременно наносить повторное покрытие на поврежденные участки.

3. Цели и задачи исследования

Сборка компоновок УСПС имеет ряд особенностей. Компоновки УСПС должны обеспечивать возможность установки и закрепления собираемых деталей в определенной последовательности, доступ ко всем местам наложения швов, а также снятие собранной (сваренной) сборочной единицы без разборки самого приспособления.

Вместе с тем в настоящее время стоит неотложная задача по созданию новых более совершенных и эффективных покрытий в целях защиты от брызг расплавленного металла и различных других разрушительных воздействий деталей сборочно-сварочных приспособлений.

Исследования твердых смазок на основе MoS_2 (ВНИИ НП 213, НЛ229, ВНИИ НП-229, ВНИИ НП-230) показали, что стойкость их различна и определяется количественным и качественным составом: наполнителя MoS_2 и пленкообразующего.

В результате анализа проведенных исследований [2] можно сделать вывод, что состав защитного покрытия, обеспечивающий наибольший срок службы элементов обратимой сборочно-сварочной оснастки, целесообразно искать на основе композиций дисульфид молибдена – эпоксидный лак.

4. Разработка состава защитного покрытия

Состав *покрытия*, предохраняющий рабочие поверхности элементов оснастки от воздействия сварочных брызг, определяли изменением процентного содержания компонентов и количественной оценкой стойкости воздействию капель металла.

Покрытие представляет собой смесь густой и жидкой фаз.

Густая фаза состоит из наполнителя – порошка дисульфид молибдена марки ДМ-1 по ТУ48-19-133-75 и пленкообразующего – лака ЭП-074 по ТУ6-10-1030-70, у которого тепловые, когезионные и адгезионные свойства лучше, чем у других лаков данной группы.

Жидкая фаза определяется применяемым лаком и состоит из растворителя, содержащего ксилол по ГОСТ 9949-76, этилцеллозольв по ГОСТ 8313-76 и ацетон по ГОСТ 2603-79. Процентно-весовое количество компонентов растворителя выбирали в зависимости от требуемой толщины пленки. В нашем случае для получения толщины 20-25 мкм необходимо ксилола $40\% \pm 3\%$, этилцеллозольва $30\% \pm 3\%$, остальное - ацетон.

Анализ исследований, связанных с исследованиями износостойкости твердых смазочных покрытий на основе дисульфида молибдена показали, что наибольшая износостойкость покрытий достигается при соотношении наполнителя и пленкообразующего 2:1.

Исследование изменений процентного содержания компонентов на стойкость покрытия воздействию сварочных брызг проводится впервые в работе [2].

Составы для покрытий приготавливали в вытяжном шкафу, а стойкостью воздействию сварочных брызг (капель металла) определяли на специально разработанной установке.

Для получения густой фазы покрытия применяли герметичный барабан объемом в 2 раза большим загружаемой массы (с учетом объема стальных шариков). Барабан изготавливали из нержавеющей стали по ГОСТ 5632-72 длиной, превышающей в 2 раза его диаметр. В барабан загружали дисульфид молибдена и лак в различных соотношениях, а также стальные шарики по массе в 3 раза большей массы густой фазы состава. Барабан устанавливали на механическую мешалку, обеспечивающую частоту вращения 60-120 об/мин, и содержимое перемешивали в течение $60 \text{ мин} \pm 5 \text{ мин}$. Готовую смесь ставили в герметичную тару, изготовленную из нержавеющей стали, отделив с помощью сетки полутомпаковой 2, 5 по ГОСТ 6613-73 от шариков.

Жидкую фазу приготавливали в открытой стеклянной таре перемешиванием вручную до получения однородной смеси.

Приготовленные варианты густой фазы разбавляли смесью растворителей, а полученные составы наносили на образцы (пластины 150x50x10 мм), изготовленные из чугуна ВЧ50-2.

Поверхности образцов промывали уайт-спиритом по ГОСТ 3134-78, подвергали электрохимическому обезжириванию и фосфатированию по ГОСТ 9.047-75.

На подготовленные образцы методом распыления наносили покрытия. Распыление осуществляли в вытяжном шкафу пульверизатором с диаметром сопла 1,8 мм, при давлении воздуха 0,3–0,4 МПа. Покрытые образцы просушивали на воздухе в течение 50-60 мин., а затем в сушильном шкафу с равномерным подъемом температуры по режиму:

от 20°С до 100°С ± 10°С	30-60 мин
от 100°С до 150°С ± 10°С	20-30 мин
от 150°С до 200°С ± 10°С	20-30 мин
при 200°С ± 10°С	50-60 мин

После окончания сушки образцы охлаждали на воздухе.

При проведении исследований по разработке оптимального состава покрытия были сделаны следующие ограничения: марка основного металла образцов – чугун ВЧ50-2; шероховатость поверхностей R_a 2.5-1.25; толщина пленки покрытия 20-25 мкм; расстояние поверхности от зоны сварки 120 мм; плавящиеся электроды марки АН0-5, диаметр электродов 5 мм; горизонтальное расположение исследуемой поверхности относительно зоны сварки; режимы сварки постоянные.

План исследований был составлен на основе метода одномерной минимизации с использованием метода Фибоначчи.

Оптимальный состав «G» покрытия определяли теоретически с экспериментальной проверкой полученных результатов.

Варьируемыми факторами в данной задаче являлись: количество введенного в покрытие антифрикционного наполнителя дисульфида молибдена H и пленкообразующего вещества эпоксидного лака П .

Растворители, в основном, оказывают влияние на толщину пленки и в меньшей степени на качественные характеристики состава, поэтому рассматривали только два фактора.

Выводы

Надежность и долговечность поверхностей элементов сборочно-сварочной оснастки зависят от влияния комплекса технологических факторов:

1. времени воздействия брызг металла на поверхности приспособлений (35-140 ч в год);
2. вида покрытия и толщины его нанесения;
3. материала, на который оно наносится;
4. марки электродов и вида сварки;
5. расстояния поверхности элементов от сварочной дуги.

Защитные средства типа суспензий ВНИИ НП-230 имеют стойкость воздействию сварочных капель в 2-3 раза большую, чем другие применяемые покрытия, предохраняющие поверхности элементов сборочно-сварочной оснастки.

Разработан состав защитного покрытия, содержащий $68 \pm 6\%$ дисульфида молибдена и $32\% \pm 6\%$ эпоксидного лака, разбавляемых растворителем, содержащим $40\% \pm 3\%$ ксилола, $30\% \pm 3\%$ этилцеллозольва $30\% \pm 3\%$ ацетона.

Стойкость разработанного состава воздействию сварочных брызг при ограниченных технологических факторах и прочих равных Условиях в 2-2,5 раза выше, чем у суспензий ВНИИ НП-230.

Список использованных источников:

1. Технологическая оснастка многократного применения : монография / В. Д. Бирюков, В. М. Дьяконов, А. И. Егоров [и др.]; ред. Д. И. Поляков. – М. : Машиностроение, 1981. – 404 с. : граф., рис., табл.

2. Роменский В. И. Исследование повышения износостойкости рабочих поверхностей сборочно-сварочных приспособлений в производственных условиях / В. И. Роменский // Вопросы оборонной техники / ЦНИИИнформация. – 1989. – Вып. 5 (12). – С. 15–19.

3. Обратимая технологическая оснастка для ГПС / А. Я. Мовшович В. П. Горбулин, В. И. Глущенко [и др.]. – К.: Техника, 1992. – 215 с.

Мовшович А.Я., Роменский В.И., Черная Ю.А. «Повышение срока службы элементов сборочно-сварочных приспособлений путем применения защитных покрытий».

Приведен анализ применения на практике термостойких покрытий свариваемых деталей и элементов технологической сборочно-сварочной оснастки, предложен новый более эффективный состав защитного покрытия.

Ключевые слова: срок службы, сборочно-сварочное приспособление, защитное покрытие, термостойкий.

Мовшович О.Я., Роменський В.І., Чорна Ю.А. «Підвищення терміну служби елементів складально-зварювальних пристосувань шляхом застосування захисних покриттів».

Наведено аналіз застосування на практиці термостійких покриттів зварюваних деталей і елементів технологічного складально-зварювального оснащення, запропонований новий більш ефективний склад захисного покриття.

Ключові слова: термін служби, складально-зварювальне пристосування, захисне покриття, термостійкий.

Movshovich A.Ya., Romenskiy V.I., Chorna Yu.A. “Increasing the working life of assembly-welding attachments elements by employment the protective coatings”.

Results of an experimental research of physico-mechanical characteristics of detonation coverings on durability of coupling of a covering with a basis (substrate) of the tool of readjusted stamps, their influences on its resource and wear resistance are resulted.

Key words: working life, assembly-welding attachment, protective coating, heat-resistant.

Стаття надійшла до редакції 5 жовтня 2011 р.

©Шелкунова Н.Л.

ПЕРЕДУМОВИ ВИКОРИСТАННЯ ІНДУКЦІЙНОГО НАГРІВУ У ПРОЦЕСАХ СКЛАДАННЯ ТА РОЗБИРАННІ З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ

1. Постановка проблеми

Серед усіх з'єднань, в складальних процесах, з'єднання з натягом займають третє місце.

Особливий інтерес, представляють процеси складання нерухомих з'єднань, із застосуванням індукційного нагріву.

Такі з'єднання застосовуються в різних галузях машинобудування, якщо потрібно передати або сприйняти значні осьові сили або моменти, що крутять.

Основними способами складання, як відомо, являється пресування, нагрів деталі, що охоплює, або охолодження охоплюваної деталі.

Одним з основних недоліків при запресовуванні є відсутність гарантій в отриманні необхідної міцності пресового сполучення, а так само відсутність закономірності у дії чинників, що визначають зусилля запресовування, це часто призводить до того, що одне пресове сполучення виходить з достатнім запасом міцності, а інше – непридатним до експлуатації. Такі дефекти нерідко виявляються не в процесі запресування, а під час експлуатації.

Різне поєднання чинників, що впливають на зусилля запресовування, є однією з причин значного відсотку браку.

Брак по запресовуванню відбувається із-за занижених або завищених технічними умовами тисків, із-за задирок на посадочних поверхнях осей і з інших технологічних причин. Ряд чинників, що впливають на підвищення зусилля запресовування, одночасно може привести до різкого зниження міцності пресового сполучення. Як показали численні дослідження, процес запресовування нерідко супроводжується руйнуванням поверхонь, що

сполучаються, у вигляді мікротріщин, рисок і задирів. Причина цього криється у самому технологічному методі запресовування.

2. Аналіз останніх досліджень

Міцність з'єднань, отриманих шляхом нагріву перед складанням деталі, що охоплює, або охолодження охоплюваної в 2-2,5 рази вище за міцність з'єднань, виконаних запресовуванням при ідентичних параметрах.

Збирання з нагрівом або охолодженням, особливо великогабаритних з'єднань, спрощує і здешевлює складальне устаткування у зв'язку з тим, що зчленування деталей виконується вільно з термічним зазором. Термічний зазор - тимчасовий зазор між посадочними поверхнями деталей, що утворюється при їх розширенні (нагріванні) або звуженні (охолодженні).

3. Виклад основного матеріалу

Якість з'єднань з натягом, що збираються з використанням термічних методів залежить від основних показників технологічного процесу нагріву або охолодження. До цих показників відносяться: максимальна температура, швидкість нагріву або охолодження, остаточна твердість поверхневого шару (для термооброблених деталей), методи контролю температур в процесі і після термовпливу. Для операції нагріву неприпустимою є поява окалини, пластичні деформації в металі і великі відхилення в геометрії форми посадочного отвору. При складанні з охолодженням необхідно враховувати зміну фізико-механічних властивостей матеріалів при низьких температурах. Щоб здійснити стандартну посадку з охолодженням у більшості випадків потрібні досить низькі температури. Застосовують два способи охолодження деталей : без контакту і при безпосередньому контакті деталей з хладоагентом. При першому способі використовують камери, низькі температури в яких створюються за допомогою різних холодильних установок або хладоагентів. Процес охолодження триває від декількох хвилин до декількох годин, залежно від маси і розміру деталі. Другий спосіб простіший, а швидкість охолодження деталей значно вища, ніж

при безконтактному охолодженні. Незважаючи на деякі переваги посадки з охолодженням, перевага при цьому віддається складанню з нагрівом. Це пов'язано з невеликими можливостями значень температур при охолодженні (рідкий азот – 198 °С), труднощами зберігання хладоносіїв, складністю вбудовування холодильних агрегатів в автоматичні системи. Ймовірно, що поширення складання з охолодженням йтиме в області з'єднань малих охоплюваних деталей з тими, масивними, що охоплюють. Це підтверджується досвідом зарубіжної, зокрема автомобільної промисловості. Технологія складання з нагрівом, включає, щонайменше, один нагрів деталі, що охоплює з обов'язковим осьовим поєднанням посадкових поверхонь деталей з'єднання і процесом перерозподілу теплоти при з'єднанні.

Деталі під складання можна нагрівати в масляних ваннах, полум'яних низькотемпературних печах, електропечах непрямого нагріву та в електроконтактних і індукційних установках.

Нагрів у масляних ваннах відбувається внаслідок теплообміну між деталями і рідким середовищем (масло, що підігрівається зазвичай електронагрівачами). Це непродуктивний процес. Температура нагріву деталі до 120 °С.

Полум'яний нагрів і нагрів деталей в електропечах здійснюється газовим середовищем (гарячим повітрям). Основний недолік цього виду нагріву - тривалість знаходження деталі в печі і сильне окислення металу (особливо при полум'яному нагріві) аж до появи окалини на посадочній поверхні. Самі печі громіздкі, вимагають великих витрат енергії на розігрівання, мають нижчий ККД, ніж установки контактної або індукційної нагріву. Електропечі непрямого нагріву вимагають так само періодичної зміни нагрівачів. У рідкому і газовому середовищі деталь нагрівається цілком, оскільки місцевий нагрів нездійснений. Це призводить в деяких випадках до великих енерговитрат.

Електроконтактний нагрів відбувається за рахунок теплової енергії струму промислової частоти (50Гц), що протікає по металу. Деталь включають

у вторинний ланцюг трансформатора, через який проходить струм великої сили.

Позитивними якостями цього способу є швидкість нагріву низька витрата енергії (високий ККД) і невеликі розміри нагрівальних пристроїв. Проте є і наступні негативні сторони:

— деталь повинна мати приблизно однаковий переріз по довжині, інакше ділянки з меншим перерізом нагріватимуться значно швидше, ніж інші;

— площа перерізу не має бути великою інакше набагато збільшиться час нагріву, а отже, зростуть витрати теплоти, що різко знижує ККД;

— потрібний хороший контакт кінців деталі із затисками, що подають струм. Якщо ж контакт занадто сильний, то частина теплоти від заготовки відводиться затисками. Якщо контакт слабкий, то збільшується опір і відбувається в цьому місці перегрівання.

Ці недоліки гальмують можливість застосування методу електроконтактного нагріву під складання.

Індукційний спосіб нагріву широко використовується в машинобудуванні з великою технологічною різноманітністю, але для нагріву деталей під складання його стали застосовувати порівняно недавно.

На території Радянського Союзу перша спроба застосування струмів високої частоти для нагріву металів була зроблена в 20-і роки ХХ ст. в Нижегородській лабораторії професором В.П. Вологдіним.

З аналізу літератури можна зробити висновок, що до початку 30 років ХХ століття дозріли передумови для широкого впровадження індукційного електронагріву в металопромисловість. У СРСР застосування електроструму для поверхневого зміцнення металів стало вивчатися з 1930р. за ініціативою професора В.Н. Гевелінга. У 1933р. в американських журналах з'явилися статті Нортрупа про застосування індукційного нагріву для термообробки металів.

У 1935р. за ініціативою інженерів Б.Н. Романова і Б.Н. Орлова було розпочато роботи по поверхневому загартуванню в лабораторії професора Вологдіна В.П. в Ленінграді (нині Санкт-Петербург). У той же час в

американських і англійських журналах почали з'являтися статті про роботи фірми Тоссо – The Ohio Crankshaft Co. в галузі поверхневого загартування. У 1936р. Тоссо вдалося налагодити масове загартування шийок колінчастих валів двигунів внутрішнього згорання.

У 1936р. Г.І. Бабатом спільно з інженером Н.Г. Лозинським було почато вивчення індукційного нагріву для цілей термообробки в лабораторії заводу «Світлана».

У ці ж роки почалося численне застосування струмів високої частоти для нагріву під кування і штампування, для пайки і зварювання, часткового відпускання і поверхневого легування. А вже в 1940р. на багатьох заводах Радянського Союзу знаходилися в промисловій експлуатації високочастотні гартівні установки.

У період Великої Вітчизняної війни на багатьох підприємствах СРСР метод індукційного поверхневого загартування вже широко використовувався при випуску військової продукції.

У перші післявоєнні роки на великих заводах, таких як ЗІЛ, ІГПЗ, ГАЗ, МЗМА та ін. склалися колективи фахівців, ентузіастів цього прогресивного напрямку. Широкому впровадженню індукційних установок, сприяло проведення великих теоретичних і експериментальних досліджень Всесоюзним науково – дослідним інститутом струмів високої частоти, організованим в 1946р. за ініціативою члена кореспондента АН СРСР професора Вологдіна В.П, де були створені різні конструкції індукційних установок для цілей поверхневого загартування і наскрізного нагріву на підвищених і високих частотах.

Починаючи з 1952р. розробка установок індукційного нагріву здійснюється Всесоюзним науково – дослідним інститутом електротермічного устаткування (ВНІЕТУ), яким було створено і передано в серійне виробництво ряд конструкцій індукційних плавильних печей, універсальних гартівних установок, високочастотних трансформаторів і індукційних нагрівальних установок підвищеної і промислової частоти.

В період 1952-1954р.р.. професором Андрєєвим Г.Я. були зроблені перші спроби використати індукційний нагрів струмами промислової частоти при збиранні-розбиранні з'єднань з гарантованим натягом.

У ці роки Андрєєв Г.Я. отримує авторське свідоцтво «Спосіб формування залізничних, трамвайних і інших колісних пар».

Суть методу полягала в нагріві коліс, шківів та інших деталей, подальше охолодження яких і схоплювання з валом, дозволило отримати теплове з'єднання, міцність якого, як довів Андрєєв Г.Я., на зрушення і прокручування значно вище з'єднання, що здійснено запресовуванням. У 1953р. Андрєєв Г.Я. захистив кандидатську, а в 1966р., докторську дисертації на тему дослідження теплового з'єднання колісних пар.

У 1954р. Всесоюзний науково - дослідний інститут (ВНДІТ) тепловоза провів додаткові дослідження теплового і пресового з'єднань, зокрема виконав роботу на випробування осей на втому. Результати, отримані ВНДІТ, підтвердили висновки Андрєєва Г.Я. про переваги теплового методу формування колісних пар.

У кінці 1956р. за ініціативою директора Уралвагонзаводу Окунєва І.В. і керівника експериментального сектора відділу головного конструктора заводу Хорхоріна А.М., Андрєєвим Г.Я. спільно з представниками ВНДІТ був сформований на Уралвагонзаводі перший дослідний маршрут з 200 колісних пар, складених тепловим методом.

Працівники ВНДІТ і Уралвагонзаводу брали участь і в подальших дослідженнях теплового методу, зокрема, у формуванні і оглядах колісних пар дослідних маршрутів, що дало в цілому позитивні результати.

У подальшому, в розробці питань використання індукційного нагріву при складанні - розбиранні з'єднань з гарантованим натягом брали участь аспіранти і співробітники науково – дослідної лабораторії Автоматизації технологічних процесів в машинобудуванні Українського заочного політехнічного інституту (нині НДЛ «Термозбирання» Української інженерно-педагогічної академії, м. Харкова), керованою Андрєєвим Г.Я.

Висновки

Результати виконаних ним досліджень більше 50-років використовуються при індукційно-тепловому складанні і розбиранні численних вузлів, що застосовуються в різних галузях машинобудування. У важкому, енергетичному і транспортному машинобудуванні, суднобудуванні, гірському машинобудуванні при складанні виробів відповідального призначення і їх розбиранні для ремонту і профілактики, застосовуються технології індукційного нагріву. Технології, що використовують індукційний нагрів знаходять все більше поширення в усіх галузях народного господарства, оскільки мають важливі переваги перед технологіями, що використовують інші види нагріву – краща керованість, екологічна чистота, компактність устаткування.

Список використаних джерел:

1. Зенкин А. С. Сборка неподвижных соединений термическими методами / А. С. Зенкин, Б. М. Арпентьев. – М. : Машиностроения, 1987. – 128 с.
2. Андреев Г. Я. Тепловая сборка колёсных пар : [монография] / Г. Я. Андреев. – Харьков: Изд-во Харьк. ун-та, 1965. – 227 с.
3. Резниченко Н. К. Технологические основы обеспечения качества и энергосбережения в процессах сборки и разборки с индукционным нагревом : дис. ... д-ра техн. наук / Н. К. Резниченко. – Х., 2008. – 350 с.
4. Бабат Г. И. Индукционный нагрев металлов и его промышленное применение / Г. И. Бабат. – М. ; Л. : Энергия, 1965. – 552 с.
5. Northrup E. F. Practical Methods for Heating Solids by Induction / E. F. Northrup // Iron Age. – 1933. – Vol. 131, jan. – P. 165 ; Febr. 23. – P. 310–311.
6. Простяков А. А. Индукционные нагревательные установки / А. А. Простяков. – М. : Энергия, 1970. – 120 с.

Шелкунова Н.Л. «Передумови використання індукційного нагріву у зборці і розбиранні з'єднань з натягом».

Проведено аналіз основних способів складання - розбирання з'єднань з гарантованим натягом. Даний аналіз історичного шляху розвитку індукційного нагріву в машинобудуванні. Показана роль основоположника застосування індукційного нагріву Г. Я. Андрєєва в цих процесах.

Ключові слова: індукційний нагрів, складання-розбирання, пресування, міцність.

Шелкунова Н.Л. «Предпосылки использования индукционного нагрева в сборке и разборке соединений с натягом».

Проведен анализ основных способов сборки – разборки соединений с гарантированным натягом. Дан анализ исторического пути развития индукционного нагрева в машиностроении. Показана роль основоположника применения индукционного нагрева Г.Я. Андреева в данных процессах.

Ключевые слова: индукционный нагрев, сборка-разборка, прессование, прочность.

Shelkunova N.L. “Pre-conditions of the use of the induction heating in assembling and sorting out of pressure couplings”.

The analysis of basic methods of assembling is conducted are sorting out of connections with assured. The analysis of historical way of development of the induction heating in machine building is given. The role of founder of application of the induction heating Andreev in these processes is shown.

Key words: induction heating, assembling-sorting out, pressing, durability.

Стаття надійшла до редакції 1 грудня 2011 р.

©Резниченко Н.К., Коваленко И.В., Куприянов А.В., Попов Н.В.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ И ПОСТРОЕНИЕ ОБОБЩЕННОЙ МОДЕЛИ ТИПОВОЙ ПРОВОДИМОСТИ И ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МАГНИТНЫХ ПОЛЕЙ РАЗНЫХ ЧАСТОТ ПРИ ИНДУКЦИОННОМ НАГРЕВЕ

1.Актуальность

Индукционный нагрев для сборки и разборки соединений – это низкотемпературный нагрев (до 400°С), который нашел свое применение сравнительно недавно – с 70-х годов прошлого столетия. Технологии и индукционное оборудование создавались для конкретных изделий на эмпирической основе без учета фактора энергосбережения, что обычно приводило к низким значениям КПД.

Перспективность сборки и разборки соединений с натягом с использованием индукционного нагрева выдвигает задачи не фрагментарного анализа процессов и оборудования, а целостного, единого подхода, позволяющего выявить общие закономерности их функционирования как систем. Единый подход даст возможность установить взаимосвязь конструкций соединения, технологий и оборудования, что может обеспечить получение максимального технического эффекта.

Одним из направлений решения поставленной проблемы, особенно в ответственных дорогостоящих соединениях, является дискретно-последовательное или совместное использование электромагнитных полей разных частот, позволяющих качественно производить сборку и разборку соединений.

Использование повышенных в несколько раз частот, по отношению к промышленной (50 Гц), позволяет концентрировать поток магнитного поля, что особенно важно при разборке соединений.

Таким образом, необходимо решить научно-техническую проблему, состоящую в необходимости повышения качества технологий сборки и разборки сборочных единиц (соединений с натягом) различного назначения в машиностроительном производстве, при одновременном снижении трудоемкости и энергозатрат.

2. Изложение основного материала

Рассмотрим индуктор (рис. 1).

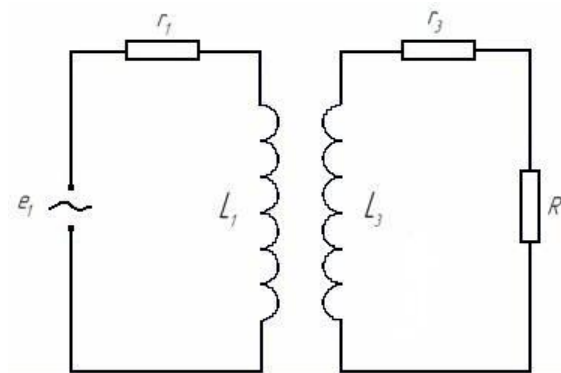


Рис. 1 – Эквивалентная схема замещения индуктора при работе на одной частоте

$$\begin{cases} r_1 i_1 + \frac{d\Phi_1}{dt} = e_1 = E\sqrt{2} \sin(\omega_1 t + \psi_1) \\ (R + r_3) i_3 + \frac{d\Phi_3}{dt} = 0 \end{cases},$$

где

$$\Phi_1 = L_1 i_1 + M i_3, \quad \Phi_3 = M i_1 + L_3 i_3.$$

Предлагая $L_1 = L_3 = M = L$, получим

$$\begin{cases} r_1 i_1 + L \left(\frac{di_1}{dt} + \frac{di_3}{dt} \right) = e_1 \\ (R + r_3) i_3 + L \left(\frac{di_1}{dt} + \frac{di_3}{dt} \right) = 0 \end{cases}$$

Полагая $\frac{r_1}{R + r_3} = k$, имеем

$$\begin{cases} \frac{di_3}{dt} + \frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{L} i_3 = -\frac{1}{k+1} \frac{E\sqrt{2}}{R+r_3} \omega_1 \cos(\omega_1 t + \psi_1) \\ i_1 = \frac{e_1}{k(R+r_3)} + \frac{1}{k} i_3 \end{cases}$$

Пренебрегая затухающей со временем составляющей силы тока, имеем

$$i_3 = -\frac{E\sqrt{2}}{k+1} \frac{1}{R+r_3} \frac{1}{\sqrt{1+\left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L}\right)^2}} \sin(\omega_1 t + \psi_1 + \gamma(\omega_1)), \text{ где}$$

$$\cos \gamma(\omega) = \frac{1}{\sqrt{1+\left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L}\right)^2}}, \quad \sin \gamma(\omega) = \frac{\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L}}{\sqrt{1+\left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L}\right)^2}}$$

$$i_1 = -\frac{E\sqrt{2}}{k(R+r_3)} \left\{ \sin(\omega_1 t + \psi_1) - \frac{1}{k+1} \frac{1}{\sqrt{1+\left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L}\right)^2}} \sin(\omega_1 t + \psi_1 + \gamma(\omega_1)) \right\}$$

Активные мощности P_R, P_1, P_3, P_Σ определяем по формулам:

$$P_R = \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} i_3^2 R dt = \frac{E^2}{(k+1)^2} \frac{R}{(R+r_3)^2} \frac{1}{1+\left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L}\right)^2};$$

$$P_1 = \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} i_1^2 r_1 dt = \frac{E^2}{k(R+r_3)} \left\{ 1 - \frac{2k+1}{(k+1)^2} \frac{1}{1+\left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L}\right)^2} \right\};$$

$$P_3 = \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} i_3^2 r_3 dt = \frac{E^2}{(k+1)^2} \frac{r_3}{(R+r_3)^2} \frac{1}{1+\left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L}\right)^2};$$

$$P_{\Sigma} = P_R + P_1 + P_3 = \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} e_1 i_1 dt = \frac{E^2}{k(R+r_3)} \left\{ 1 - \frac{1}{k+1} \frac{1}{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2} \right\}.$$

Активная мощность

$$P_R(M\omega_1) = \frac{E^2}{(k+1)^2} \frac{R}{(R+r_3)^2} \frac{1}{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2 \frac{1}{M^2}},$$

где $M \geq 1, M \in N$.

Тогда, рассматривая функцию $f(M) = \frac{P_R(\omega_1)}{P_R(M\omega_1)} = \frac{1}{1+A} \frac{1+A}{M^2}$, где

$A = \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2 > 0$, устанавливаем, что ее график имеет вид:

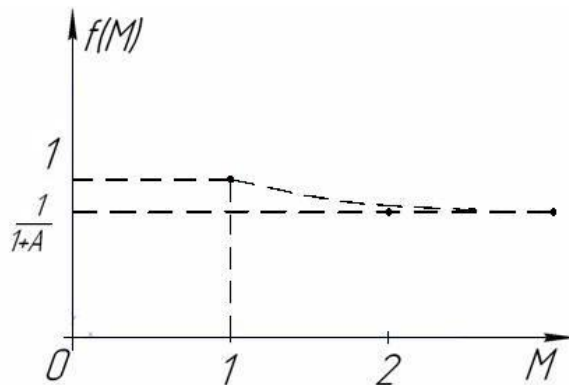


Рис. 2 – График функции $f(M) = \frac{1}{1+A} \frac{1+A}{M^2}$

График функции $\varphi(M) = \frac{1}{f(M)} = A+1 - \frac{A(A+1)}{M^2+A}$ имеет вид:

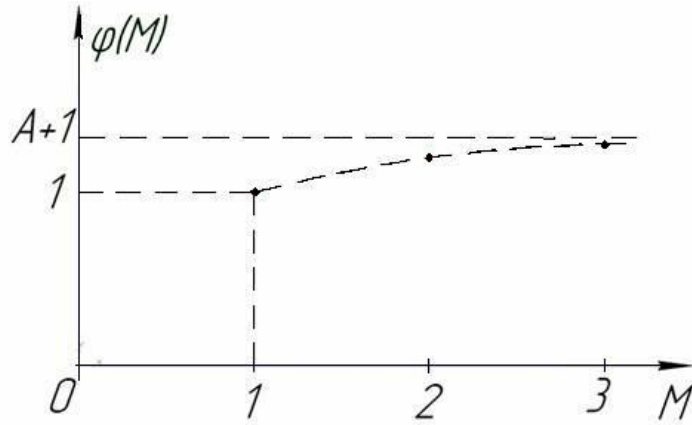


Рис. 3 – График функции $\varphi(M) = A + 1 - \frac{A(A+1)}{M^2 + A}$

Найдем полную мощность системы $P_{S\Sigma}$

$$P_{S\Sigma} = I_1 E$$

Так как

$$i_1 = \frac{E\sqrt{2}}{k(R+r_3)} \left\{ \left[1 - \frac{1}{k+1} \frac{1}{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2} \right] \sin(\omega_1 t + \psi_1) - \frac{k}{(k+1)^2} \frac{\frac{R+r_3}{\omega_1 L}}{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2} \cos(\omega_1 t + \psi_1) \right\}, \text{ то}$$

$$I_1 = \frac{E}{k(k+1)(R+r_3)} \frac{1}{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2} \sqrt{\left\{ k + (k+1) \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2 \right\}^2 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2}.$$

Тогда полная мощность системы

$$P_{S\Sigma} = \frac{E^2}{k(k+1)(R+r_3)} \frac{1}{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2} \sqrt{\left\{ k + (k+1) \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2 \right\}^2 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2}$$

Учитывая, что активная мощность системы

$$P_{\Sigma} = \frac{E^2}{k(k+1)(R+r_3)} \frac{1}{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2} \left\{ k + (k+1) \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2 \right\},$$

коэффициент мощности системы равен

$$\frac{P_{\Sigma}}{P_{S\Sigma}} = \cos\varphi = \frac{k + (k+1) \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2}{\sqrt{\left\{ k + (k+1) \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2 \right\}^2 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2}} < 1$$

Электрический КПД равен

$$\eta = \frac{P_R}{P_{\Sigma}}$$

I. Рассмотрим трансформатор (рис. 1) с

$$e_1 = E\sqrt{2} \{ \sin(\omega_1 t + \psi_1) + \sin(\omega_2 t + \psi_2) \}.$$

Тогда для силы тока i_3 получаем дифференциальное уравнение

$$\frac{di_3}{dt} + \frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{L} i_3 = -\frac{1}{k+1} \frac{E\sqrt{2}}{R+r_3} \{ \omega_1 \cos(\omega_1 t + \psi_1) + \omega_2 \cos(\omega_2 t + \psi_2) \}.$$

Пренебрегая затухающей по времени составляющей силы тока, имеем

$$i_3 = \frac{E\sqrt{2}}{k+1} \frac{1}{R+r_3} \left\{ \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2}} \sin(\omega_1 t + \psi_1 + \gamma(\omega_1)) + \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_2 L} \right)^2}} \sin(\omega_2 t + \psi_2 + \gamma(\omega_2)) \right\},$$

где

$$\sin \gamma(\omega) = \frac{\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega L}}{\sqrt{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega L} \right)^2}}, \quad \cos \gamma(\omega) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega L} \right)^2}}.$$

Тогда

$$i_1 = \frac{E\sqrt{2}}{k(R+r_3)} \left\{ \sin(\omega_1 t + \psi_1) - \frac{1}{k+1} \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2}} \sin(\omega_1 t + \psi_1 + \gamma(\omega_1)) + \sin(\omega_2 t + \psi_2) - \frac{1}{k+1} \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_2 L} \right)^2}} \sin(\omega_2 t + \psi_2 + \gamma(\omega_2)) \right\}$$

Активные мощности P_1, P_3, P_R при $\omega_2 = M\omega_1, M > 1, M \in N$ определяются формулами:

$$P_1 = \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} i_1^2 r_1 dt = \frac{E^2}{k(R+r_3)} \left\{ 2 - \frac{\frac{2k+1}{(k+1)^2}}{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2} - \frac{\frac{2k+1}{(k+1)^2}}{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_2 L} \right)^2} \right\};$$

$$P_3 = \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} i_3^2 r_3 dt = \frac{E^2 r_3}{(k+1)^2 (R+r_3)^2} \left\{ \frac{1}{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2} + \frac{1}{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_2 L} \right)^2} \right\};$$

$$P_R = \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} i_3^2 R dt = \frac{E^2 R}{(k+1)^2 (R+r_3)^2} \left\{ \frac{1}{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2} + \frac{1}{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_2 L} \right)^2} \right\}.$$

Тогда активная мощность

$$P_\Sigma = P_1 + P_3 + P_R = \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} e_1 i_1 dt = \frac{E^2}{k(R+r_3)} \left\{ 2 - \frac{1}{k+1} \left[\frac{1}{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2} + \frac{1}{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_2 L} \right)^2} \right] \right\}$$

При $\omega_1 = \omega_2$

$$e_1 = 2\sqrt{2}E \sin(\omega_1 t + \psi_1);$$

$$i_3 = \frac{\frac{2\sqrt{2}E}{k+1} \frac{1}{R+r_3}}{\sqrt{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2}} \sin(\omega_1 t + \psi_1 + \gamma(\omega_1));$$

$$P_R(\omega_1, \omega_1) = \frac{4E^2}{(k+1)^2} \frac{R}{(R+r_3)^2} \frac{1}{1 + \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2}$$

В случае $\omega_2 = M\omega_1, M > 1, M \in N$

$$\frac{P_R(\omega_1, \omega_1)}{P_R(\omega_1, M\omega_1)} = f(M) = \frac{4}{2+A} + \frac{4A(A+1)}{M^2 + \frac{A}{2+A}}, \text{ где } A = \left(\frac{k}{k+1} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2 > 0$$

График функции $f(M)$ имеет вид:

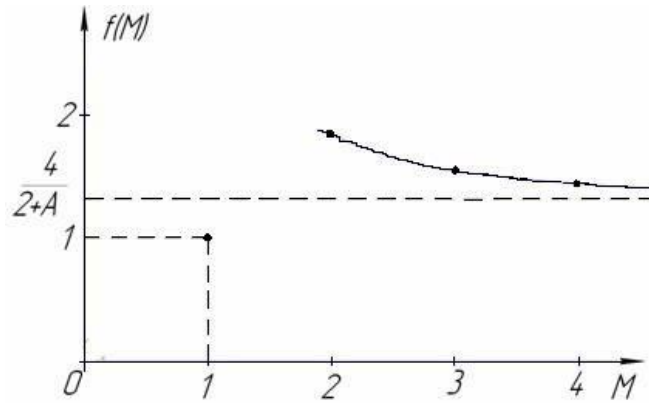


Рис. 4 – График функции $f(M) = \frac{4}{2+A} + \frac{4A(A+1)}{M^2 + \frac{A}{2+A}}$

График функции $\varphi(M) = \frac{1}{f(M)} = \frac{A+2}{4} - \frac{A(A+1)}{M^2 + A}$ имеет вид:

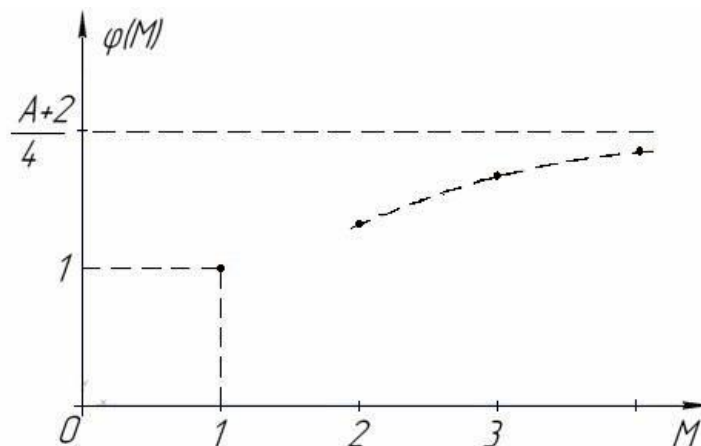


Рис. 5 – График функции $\varphi(M) = \frac{1}{f(M)} = \frac{A+2}{4} - \frac{A(A+1)}{M^2 + A}$ при $A > 2$

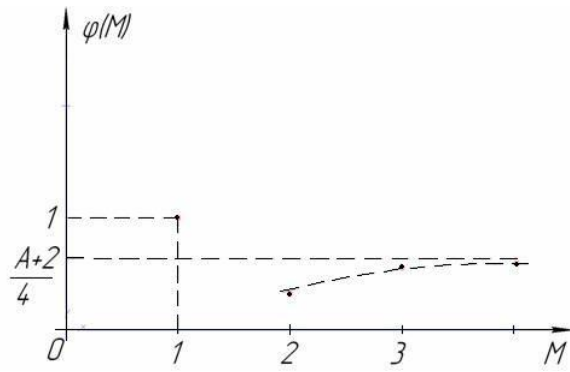


Рис. 6 – График функции $\varphi(M) = \frac{1}{f(M)} = \frac{A+2}{4} - \frac{A(A+1)}{M^2+A}$ при $A < 2$

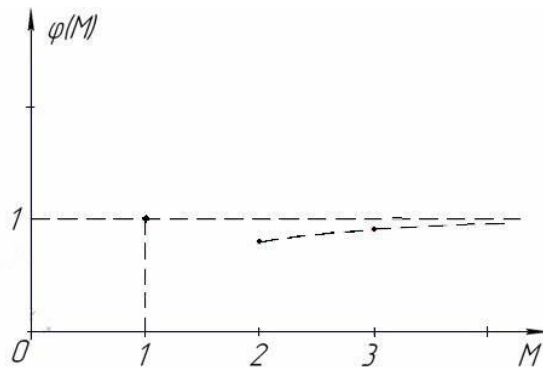


Рис. 7 – График функции $\varphi(M) = \frac{1}{f(M)} = \frac{A+2}{4} - \frac{A(A+1)}{M^2+A}$ при $A = 2$

II. Рассмотрим индуктор, работающий на разных частотах, рис. 8.

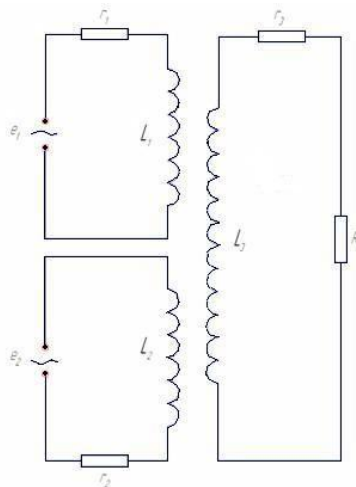


Рис. 8 – Эквивалентная схема замещения индуктора при работе на разных частотах

Для сил токов i_1, i_2, i_3 имеем следующую систему уравнений

$$\begin{cases} r_1 i_1 + \frac{d\Phi_1}{dt} = e_1 = E\sqrt{2} \sin(\omega_1 t + \psi_1) \\ r_2 i_2 + \frac{d\Phi_2}{dt} = e_2 = E\sqrt{2} \sin(\omega_2 t + \psi_2) \\ (R + r_3) i_3 + \frac{d\Phi_3}{dt} = 0 \end{cases}$$

где

$$\Phi_1 = L_1 i_1 + M_{12} i_2 + M_{13} i_3$$

$$\Phi_2 = M_{12} i_1 + L_2 i_2 + M_{23} i_3$$

$$\Phi_3 = M_{13} i_1 + M_{23} i_2 + L_3 i_3$$

В случае $L_1 = L_2 = L_3 = M_{12} = M_{13} = M_{23} = L$

$$\begin{cases} r_1 i_1 + L \frac{d}{dt} (i_1 + i_2 + i_3) = e_1 \\ r_2 i_2 + L \frac{d}{dt} (i_1 + i_2 + i_3) = e_2 \\ (R + r_3) i_3 + L \frac{d}{dt} (i_1 + i_2 + i_3) = 0 \end{cases}$$

Тогда

$$\begin{cases} i_1 = \frac{e_1}{r_1} + \frac{R + r_3}{r_1} i_3 \\ i_2 = \frac{e_2}{r_2} + \frac{R + r_3}{r_2} i_3 \\ \frac{di_3}{dt} + \frac{KS}{KS + K + S} \frac{r_3 + R}{L} i_3 = -\frac{KS}{KS + K + S} \frac{1}{R + r_3} \left(\frac{1}{K} \frac{de_1}{dt} + \frac{1}{S} \frac{de_2}{dt} \right), \end{cases}$$

где $K = \frac{r_1}{R + r_3}$; $S = \frac{r_2}{R + r_3}$

Пренебрегая затухающими по времени составляющими сил токов, имеем

$$i_3 = -\frac{E\sqrt{2}}{R + r_3} \frac{1}{KS + K + S} \left\{ \frac{S}{\sqrt{1 + \left(\frac{KS}{KS + K + S} \frac{R + r_3}{\omega_1 L} \right)^2}} \sin(\omega_1 t + \psi_1 + \gamma(\omega_1)) + \frac{K}{\sqrt{1 + \left(\frac{KS}{KS + K + S} \frac{R + r_3}{\omega_2 L} \right)^2}} \sin(\omega_2 t + \psi_2 + \gamma(\omega_2)) \right\},$$

$$\text{где } \sin \gamma(\omega) = \frac{\frac{KS}{KS+S+K} \frac{R+r_3}{\omega L}}{\sqrt{1 + \left(\frac{KS}{KS+S+K} \frac{R+r_3}{\omega L} \right)^2}}, \quad \cos \gamma(\omega) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{KS}{KS+S+K} \frac{R+r_3}{\omega L} \right)^2}}.$$

При $K = S (r_1 + r_2)$

$$i_3 = -\frac{E\sqrt{2}}{R+r_3} \frac{1}{K+2} \left\{ \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2}} \sin(\omega_1 t + \psi_1 + \gamma(\omega_1)) + \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_2 L} \right)^2}} \sin(\omega_2 t + \psi_2 + \gamma(\omega_2)) \right\},$$

$$\text{где } \sin \gamma(\omega) = \frac{\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega L}}{\sqrt{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega L} \right)^2}}, \quad \cos \gamma(\omega) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega L} \right)^2}}$$

$$i_1 = -\frac{E\sqrt{2}}{K(R+r_3)} \left\{ \sin(\omega_1 t + \psi_1) - \frac{1}{K+2} \left[\frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2}} \sin(\omega_1 t + \psi_1 + \gamma(\omega_1)) + \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_2 L} \right)^2}} \sin(\omega_2 t + \psi_2 + \gamma(\omega_2)) \right] \right\}$$

$$i_2 = -\frac{E\sqrt{2}}{K(R+r_3)} \left\{ \sin(\omega_2 t + \psi_2) - \frac{1}{K+2} \left[\frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2}} \sin(\omega_1 t + \psi_1 + \gamma(\omega_1)) + \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_2 L} \right)^2}} \sin(\omega_2 t + \psi_2 + \gamma(\omega_2)) \right] \right\}$$

Вычисление активных мощностей P_1, P_2, P_3, P_R в случае

$\omega_2 = M\omega_1, M > 1, M \in N$ приводит к следующим формулам:

$$P_1 = \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} i_1^2 r_1 dt = \frac{E^2}{K(R+r_3)} \left\{ 1 - \frac{3+2K}{(K+2)^2} \frac{1}{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2} + \frac{1}{(K+2)^2} \frac{1}{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_2 L} \right)^2} \right\};$$

$$P_2 = \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} i_2^2 r_2 dt = \frac{E^2}{K(R+r_3)} \left\{ 1 + \frac{1}{(K+2)^2} \frac{1}{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2} - \frac{3+2K}{(K+2)^2} \frac{1}{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_2 L} \right)^2} \right\};$$

$$P_3 = \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} i_3^2 r_3 dt = \frac{E^2 r_3}{(K+2)^2 (R+r_3)^2} \left\{ \frac{1}{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2} + \frac{1}{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_2 L} \right)^2} \right\};$$

$$P_R = \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} i_3^2 R dt = \frac{E^2 R}{(K+2)^2 (R+r_3)^2} \left\{ \frac{1}{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2} + \frac{1}{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_2 L} \right)^2} \right\};$$

$P_\Sigma = P_1 + P_2 + P_3 + P_R = P_\Sigma^{(1)} + P_\Sigma^{(2)}$, где P_Σ - активная мощность системы;

$$P_\Sigma^{(1)} = \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} e_1 i_1 dt = \frac{E^2}{K(R+r_3)} \left\{ 1 - \frac{1}{K+2} \frac{1}{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2} \right\};$$

$$P_\Sigma^{(2)} = \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} e_2 i_2 dt = \frac{E^2}{K(R+r_3)} \left\{ 1 - \frac{1}{K+2} \frac{1}{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_2 L} \right)^2} \right\}.$$

$$\text{Тогда } P_\Sigma = \frac{E^2}{K(R+r_3)} \left\{ 2 - \frac{1}{K+2} \left[\frac{1}{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2} + \frac{1}{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_2 L} \right)^2} \right] \right\}.$$

В общем случае $\omega_1 = \omega_2$

$$i_3(\omega_1, \omega_1) = -\frac{2\sqrt{2}E}{R+r_3} \frac{1}{K+2} \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2}} \sin(\omega_1 t + \psi_1 + \gamma(\omega_1));$$

$$P_R(\omega_1, \omega_1) = \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} i_3^2(\omega_1, \omega_1) R dt = \frac{4E^2 R}{(R+r_3)^2 (K+2)^2 \left[1 + \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2 \right]}.$$

Рассмотрим функцию $f(M) = \frac{P_R(\omega_1, \omega_1)}{P_R(\omega_1, M\omega_1)}$, где $\begin{cases} M > 1 \\ M \in N \end{cases}$

$$f(M) = \frac{4}{2+A} + \frac{\frac{4A(A+1)}{(2+A)^2}}{M^2 + \frac{A}{2+A}}, \text{ где } A = \left(\frac{K}{K+2} \frac{R+r_3}{\omega_1 L} \right)^2 > 0$$

График функции $f(M)$ имеет вид, показанный на рис. 4.

Для функции $\varphi(M) = \frac{1}{f(M)} = \frac{A+2}{4} - \frac{A(A+1)}{M^2 + A}$ график тот же, что и в

случае I.

Выводы

В результате проведенных теоретических исследований, создана обобщенная модель типовой проводимости и взаимодействия магнитных полей разных частот, которая позволяет рассчитать активную и полную мощности нагревателя при действии разных частот.

Создана физико-математическая модель нагрева изделий до заданной глубины и определенных диапазонных размеров, которая позволяет находить параметры и индуктора, что работает в разных режимах.

Применение для нагрева деталей токов различных частот позволяет повысить качество сборки и особенно разборки соединений.

Эффект особенно значителен при нагреве деталей, имеющих относительно малую толщину нагреваемой стенки, за счет более управляемого потока поля повышенной частоты.

Предложенные решения по созданию системы индукционного нагрева изделий разного назначения и номенклатуры кардинально решают проблему экономного нагрева деталей при их термообработке, сборке и разборке соединений, поскольку процесс будет осуществляться на универсальном оборудовании, что существенно снизит трудовые затраты и обеспечит соответствующую экономию по стоимости изделий.

Разработанные способы формирования и управления электромагнитным полем можно использовать в процессах, где необходим качественный нагрев. Полученные зависимости расчета режимов нагрева будут использоваться при проектировании индукционных нагревателей.

Список использованных источников:

1. Дука А. К. Нелинейная модель теплового режима сборки и разборки соединений с натягом / А. К. Дука, Н. К. Резниченко // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. – Х., 2005. – № 23. – С. 89–95.

2. Дука А. К. Индукционный нагрев деталей технологических соединений асимметричным электромагнитным полем / А. К. Дука, Н. К. Резниченко // Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ» : зб. наук. пр. Темат. вип.: Машинознавство та САПР. – Х., 2006. – № 24. – С. 84–91.

3. Ключко В. А. Нелинейная физико-математическая модель сборки соединений с натягом при использовании нагрева / В. А. Ключко, А. К. Дука, Н. К. Резниченко // Вісник науки і техніки / Нац. техн. ун-т «ХПІ». – Х., 2005. – № 4 (23). – С. 28.

4. Павлов Н. А. Инженерные тепловые расчеты индукционных нагревателей / Н. А. Павлов. – М.: Энергия, 1978. – 118 с.

5. Резниченко Н. К. Качество сборки соединений с натягом при использовании нагрева / Н. К. Резниченко, А. К. Дука // Сборка в машиностроении, приборостроении. – М.: Машиностроение, 2005. – № 8. – С. 34–38.

Резниченко Н.К., Коваленко И.В., Куприянов А.В., Попов Н.В.

«Определение и построение обобщенной модели типовой проводимости и взаимодействия магнитных полей разных частот при индукционном нагреве».

В статье рассмотрены вопросы индукционного нагрева тонкостенных ответственных деталей токами разных частот.

Ключевые слова: индукционный нагрев, индуктор, электромагнитные поля.

Резніченко М.К., Коваленко І.В., Купріянов О.В., Попов М.В.
«Визначення і побудова узагальненої моделі типової провідності та взаємодії магнітних полів різних частот при індукційному нагріванні».

В статті розглянуто питання індукційного нагріву тонкостінних відповідальних деталей струмами різних частот.

Ключові слова: індукційний нагрів, індуктор, електромагнітні поля.

Reznichenko N., Kovalenko I., Kupriyanov A., Popov N. “Determination and construction of the generalized model of model conductivity and co-operation of the magnetic fields of different frequencies at the induction heating”.

In the article is considered questions of the induction heating of the thin-walled responsible details by the currents of different frequencies.

Key words: induction heating, inductor, electromagnetic fields.

Стаття надійшла до редакції 5 грудня 2011 р.

©Черная Ю.А., Махно А.Г.

ПРИМЕНЕНИЕ ПОЛИУРЕТАНА В УНИВЕРСАЛЬНО-СБОРНЫХ ШТАМПАХ

1. Актуальность

Для единичного и мелкосерийного производства деталей из листового металла экономически целесообразной оснасткой являются обратимые универсально-сборные штампы (УСШ). Их собирают из комплекта нормализованных взаимозаменяемых элементов и узлов, отличающихся небольшим весом, достаточной жесткостью и разнообразием типоразмеров деталей.

2. Постановка проблемы

В ряде случаев целесообразно рабочие части универсально-сборных штампов (пуансон или матрицу) делать широкоуниверсальными, используя для этого эластичный материал полиуретан.

Механические свойства некоторых марок отечественного полиуретана приведены в таблице 1.

Полиуретаны марок СКУ-6, СКУ-7Л выпускаются либо в виде литых изделий либо в виде профильных стержней и листов, предназначенных для изготовления различных деталей путем механической обработки. Применение этого материала исключает ручные доводочные работы, увеличивает производительность оборудования, долговечность оснастки, снижает ее вес и стоимость. С помощью полиуретана можно штамповать детали с полированной поверхностью и декоративными покрытиями, так как он не оставляет царапин и вмятин. Детали получаются высокого качества и повышенной точности [5].

Таблица 1 – Механические свойства полиуретана

Марка	Предел прочности, кгс/ см ²	Удлинения, %		Твердость ТМ_2
		относительное	остаточные	
СКУ-6	400	50	0-2	60
СКУ-7Л	50-600	500-550	2	80-85
СКУ-7Л наполненный	300-450	400-500	5-10	70-80

3. Задачи исследования

С появлением полиуретана стала возможной гибка стальных заготовок толщиной до 5 мм при пределе прочности материала заготовки 40 кгс/мм². Полиуретановая оснастка позволяет штамповать одновременно несколько десятков деталей, вырубать детали по контуру и пробивать в них отверстия и пазы за один ход пресса из тонколистового материала толщиной 0,5 мм.

На рис. 1 показана конструкция универсально-сборного штампа для вырубki листовых деталей. Он состоит из контейнера 1, в который помещена эластичная полиуретановая матрица 2; основания 3, на котором крепится заготовка 4; копир-пуансон 5, контейнер и основание фиксируются и закрепляются на базовых плитах 6 и 7 при помощи шпонок и пазовых болтов.

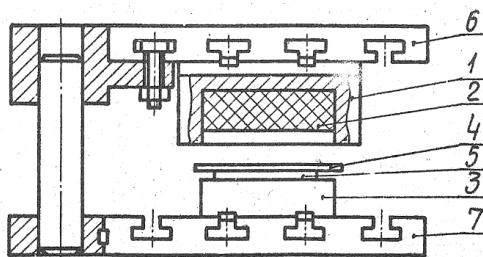


Рис. 1 – Универсально-сборный штамп для вырубki листовых деталей

Наиболее перспективно использование полиуретана в качестве матричных блоков для операций гибки и вырубki-пробивки.

4. Основной материал

На рис. 2 представлен штамп для гибки деталей. Он состоит из прямоугольного полиуретанового блока 4, установленного в контейнер 5, и

пуансона 2. Гибка деталей простой формы производится за одну операцию, деталей сложной формы – за несколько.

При закрытом штампе эластичная матрица начинает деформироваться в самом начале хода, постепенно приобретая форму пуансона. В течение всего хода заготовка 1 остается зажатой между пуансоном и матрицей, постепенно деформируясь за счет сопротивления полиуретана.

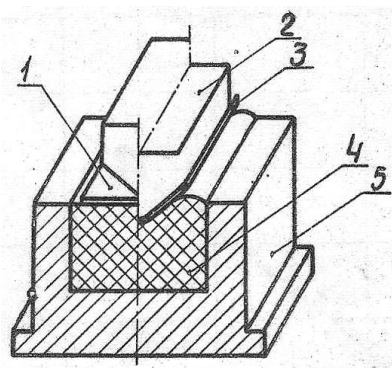


Рис. 2 – Штамп для гибки деталей

На рис. 3 показана зависимость удельного давления полиуретана в свободном состоянии от степени деформации.

При штамповке полиуретаном обычно применяют гидравлические прессы, так как вырубка деталей даже относительно небольших размеров требует больших усилий прессы. Величину необходимого давления можно рассчитать по формуле:

$$q' = \frac{400 \cdot S \cdot \sigma_B}{d}$$

где S – толщина материала заготовки в мм;

σ_B – предел прочности материала в кгс/мм²;

d – диаметр наименьшего отверстия детали в мм. Требуемое усилие прессы можно определить по формуле:

$$P = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot q'}{4}$$

где D – внутренней диаметр контейнера (полиуретановой подушки).

При конструировании следует ставить целью практическое получение максимальных усилий на рабочих участках пуансона и в то же время

уменьшение напряжений на остальных участках. Для достижения этого необходимо учитывать три взаимосвязанных фактора: эластичную матрицу необходимо заключить в прочный очень жесткий корпус, что значительно увеличит рабочие возможности штампа; зазоры в корпусе должны обеспечивать свободное перемещение матрицы и уменьшение напряжений в нерабочих зонах; эластичность матрицы, так как последняя должна обеспечивать

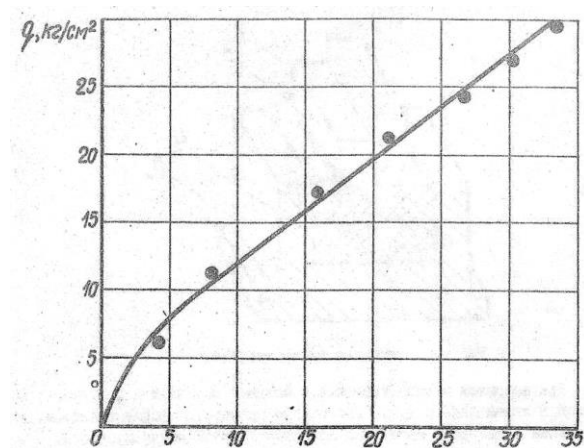


Рис. 3 – Изменение величины удельного давления в зависимости от степени сжатия полиуретана

равномерное распределение давлений по площади контакта и уменьшение напряжений в остальных зонах. Для этого в некоторых конструкциях матриц предусматривают зазор между стенками обоймы и блоком полиуретана, свободную полость под матрицей и отверстие по ее длине. Высота матрицы (матричного блока) должна в четыре раза превышать глубину внедрения пуансона (t), а длина матрицы должна быть в шесть раз больше, чем глубина внедрения пуансона. Зазор между стенками обоймы и матрицей равен $\sim t/33$, а глубина внедрения пуансона должна в четыре-пять раз превышать толщину заготовки [4].

Механизм действия эластичных штампов можно применить в конструкции как большинства новых штампов, так и при модернизации существующих.

Стоимость штампов с применением полиуретана в 5-6 раз меньше металлических.

Выводы

Применение универсально-сборных штампов с полиуретаном в качестве рабочих элементов матриц (пуансонов), целесообразно использовать для оснащения вырубки, пробивки и гибки в условиях опытного, мелкосерийного, серийного производства и дискретно-нестабильного выпуска изделий.

Список использованных источников:

1. Штамповка полиуретаном деталей из листовых материалов / А. Д. Комаров [и др.] // Кузнечно-штамповочное производство. – 1973. – № 9. – С. 26.
2. Комаров А. Д. Применение полиуретана в штампах / А. Д. Комаров, Е. М. Татко // Кузнечно-штамповочное производство. – 1969. – № 3. – С. 15.
3. Штампы листовой холодной штамповки : Рекомендации по применению полиуретана. РТМЗ-374-73. – Пермь, 1973.
4. Комаров А. Д. Развитие и совершенствование процессов штамповки деталей эластичной средой / А. Д. Комаров // Кузнечно-штамповочное производство. – 1982. – № 12. – С. 27–30.
5. Комаров А. Д. Вырезка деталей полиуретаном / А. Д. Комаров, В. П. Романовский. – Л. : ЛДНТП, 1986. – С. 36.

Черная Ю.А., Махно А.Г. «Применение полиуретана в универсально-сборных штампах».

Приведены рекомендации по расширению технологических возможностей УСШ путем использования полиуретана в качестве рабочего инструмента.

Ключевые слова: полиуретан, штамп, рабочий инструмент.

Чорна Ю.А., Махно О.Г. «Застосування поліуретану в універсально-складальних штампах».

Наведено рекомендації щодо розширення технологічних можливостей УЗШ шляхом використання поліуретану, як робочого інструменту.

Ключові слова: поліуретан, штамп, робочий інструмент.

Chorna Yu.A., Makhno A.G. “Using polyurethane in modular punches”.

The recommendations to improve technological capabilities through the use of polyurethane USH as a working tool.

Key words: polyurethane, punch, working tool.

Стаття надійшла до редакції 6 грудня 2011 р.

©Долматов А.И., Жданов И.А., Маркович С.Е.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ КАЧЕСТВА И ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ ГИБКИ ТРУБОПРОВОДОВ

1. Анализ проблемы

Гибка труб – технологический процесс, широко применяемый в настоящее время в аэрокосмической, автомобильной и других отраслях. Жёсткие требования по надёжности и долговечности, предъявляемые к высокотехнологичным изделиям в условиях возрастающей конкуренции, накладывают дополнительные ограничения на процессы гибки труб, которые характеризуются значительными искажениями формы и толщины стенки, потерей устойчивости и т.д. Для обеспечения высокой точности, предотвращения появления гофров, искажения формы, обеспечения заданного напряжённо-деформированного состояния в настоящее время существует большое количество конструкторских и технологических решений, включая методики приложения дополнительных нагрузок, таких как осевые усилия и внутреннее избыточное давление. Однако, существующие методики и технологии гибки имеют ряд ограничений. К тому же, аналитическое решение ряда задач, связанных с разработкой технологии гибки, сталкивается с рядом трудностей. Эффективным решением задач по проектированию процессов гибки может быть использование CAD+CAE модулей, однако данные системы в большинстве случаев позволяют лишь проверить правильность принятых решений, т.е. оценить параметры качества трубопроводов, которые будут получены в результате реализации принятого решения, но не позволяют выполнять оптимизацию конструкции (и самое главное – технологии) по заданным параметрам. Также, существенным недостатком данного подхода является высокая стоимость данного программного обеспечения (которая может достигать до 40 000 ... 60 000 евро за 1 лицензионное рабочее место),

также необходимость иметь квалифицированный персонал, способный работать с такими системами. Это не позволяет оснастить данными системами достаточное количество рабочих мест, как в центральных заводских департаментах, так и цеховых отделах. Т.е. данный подход скорее является инструментом заводского уровня для проведения исследовательских работ и проверки правильности принятых решений в случае возникновения производственного брака или выхода из строя трубопроводных систем, чем эффективным средством для решения текущих производственных задач, особенно в условиях частой смены объектов производства.

2. Постановка задачи и цели исследования

Исходя из проведенного анализа, можно сделать вывод, что в настоящее время остро стоит задача создания эффективных инструментов для специалистов технологической службы заводского и цехового уровней для прогнозирования параметров качества и оптимизации процессов гибки аналитическими методами, а также разработки рекомендаций для внедрения данных процессов в условиях серийного производства.

3. Разработка методики принятия решений

Проведенный анализ опыта серийных предприятий позволяет разработать методику, реализующую комплексный подход к проектированию процессов гибки. Данная методика является эффективным инструментом, который может быть использован для анализа оснастки и технологии на начальных стадиях разработки технологических процессов. Представленная методика при реализации программного обеспечения является дешёвым и эффективным инструментом как для инженеров-технологов цехового и заводского уровней, так и для инженера-конструктора (для оценки правильности принятых решений). Целевые подразделения для внедрения данного продукта: технологические бюро цехов, департамент главного технолога, отдел обвязки (или исполняющий его функции) департамента главного конструктора.

Данная методика включает в себя ряд этапов (рис. 1). На первом этапе рассчитывается величина смещения нейтрального слоя [1, 2] с учётом эффекта упрочнения [3, 4], величины деформаций и т.д. Это даёт возможность перейти к следующему этапу – определению силовых параметров гибки [5]. Для расчёта величины момента или усилия, потребного для деформирования трубы, необходимо определить схему гибки, т.е. сделать предварительный выбор способа гибки и оборудования. Также на данном этапе необходимо учесть влияние ряда дополнительных факторов: использование локального или общего нагрева, использование жидких или сыпучих наполнителей, наличие дополнительных нагрузок (внутреннее давление, осевое растяжение и т.д.) и их комбинаций.

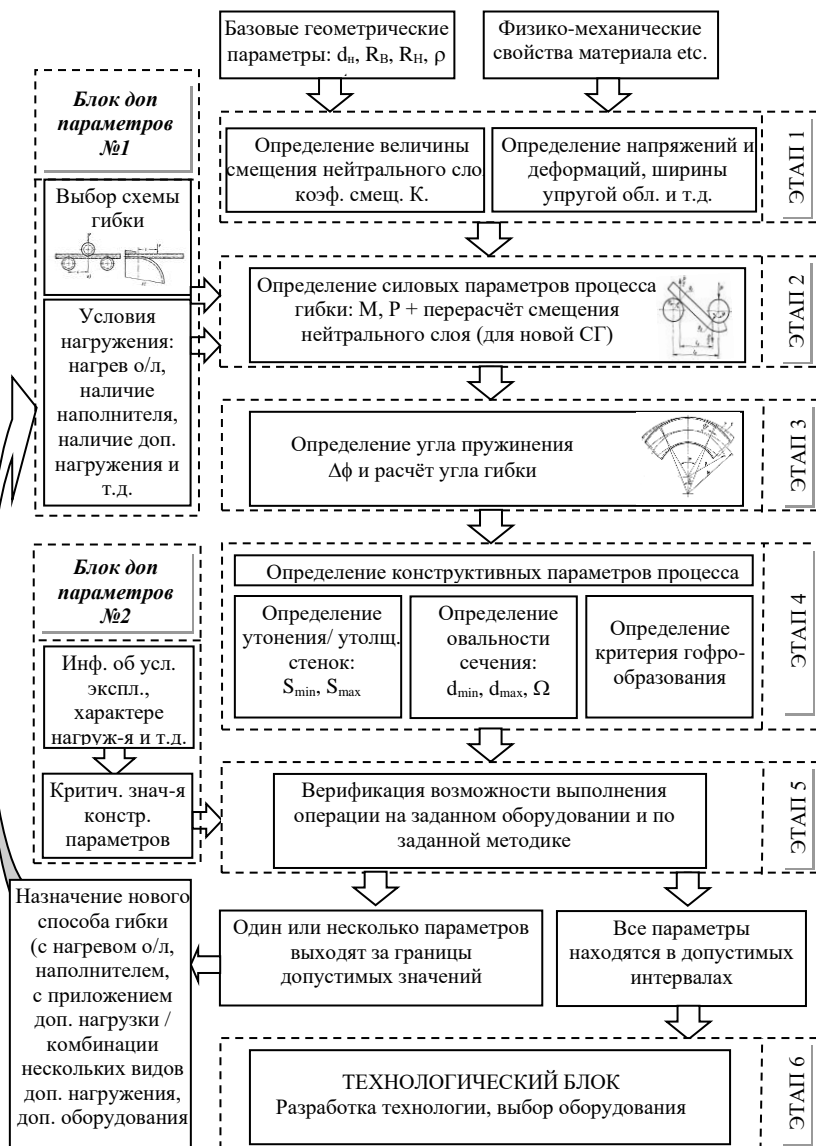


Рис. 1 – Схема расчёта и верификации конструктивных параметров процесса гибки труб

Следующим этапом является определение угла пружинения и расчёт потребного угла гибки [2]. Полученная совокупность данных позволяет перейти определению параметров качества изделия после гибки, основными из которых являются: толщина стенок, овальность сечения, гарантированное отсутствие гофров и т.д. Априорная оценка данных параметров позволяет на этапе верификации, в случае выхода одного или нескольких параметров за допустимые границы (минимальная толщина стенки, максимальная овальность сечения, критерий гофрообразования [6] и т.д.) либо определить допустимые параметры (например - минимальный радиус гибки) для выбранной схемы и согласовать изменения с конструкторским департаментом, либо назначить новый способ гибки (с нагревом, жидким или сыпучим наполнителем, с приложением дополнительной нагрузки: давления, осевого растяжения, комбинации нескольких видов нагружения и др.) и произвести априорную оценку выбранных изменений по приведенной ниже схеме.

В случае, если ни один из параметров не выходит за допустимые пределы, все данные передаются в технологический модуль системы, который отвечает за формирование последовательности операций, назначение режимов обработки и т.д.

Описанный модуль является составной частью разрабатываемой технологической системы и позволяет с минимальными затратами времени производить априорную оценку правильности принятых решений при разработке новых технологических процессов, а также оптимизировать существующие технологические и конструкторские решения.

Выводы

Разработаны основы комплексного подхода к проектированию процессов гибки, который может быть использован для анализа оснастки и технологии на начальных стадиях разработки технологических процессов. Представленная методика при реализации программного обеспечения является дешёвым и эффективным инструментом как для инженеров-технологов цехового и

заводского уровней, так и для инженера-конструктора (для оценки правильности принятых решений).

Список использованных источников:

1. Афендик Л. Г. Изменение толщины стенки и смещение нейтральной оси при пластическом изгибе с продольной силой / Л. Г. Афендик, Б. С. Билобран // Судостроение и морские сооружения. – 1966. – вып. 4. – С. 76–83.
2. Ковтун А. Д. О величинах пружинения и изменения кривизны труб при холодной гибке / А. Д. Ковтун // Судостроение. – 1962. – № 1. – С. 36–42.
3. Кроха В. А. Упрочнение металлов при холодной пластической деформации / В. А. Кроха. – М.: Машиностроение, 1980. – 160 с.
4. Pan K. On the Plastic Deformation of a Tube During Bending / K. Pan, K. A. Stelson // Journal of Engineering for Industry. – 1995. – № 117. – P.494-500.
5. Билобран Б. С. Об изгибающем моменте и остаточной кривизне при пластическом изгибе труб / Б. С. Билобран // Кузнечно-штамповочное производство. – 1965. – №8. – С. 87–93.
6. Wang X. Wrinkling Limit in Tube Bending / X. Wang, J. Cao // Journal of Engineering Materials and Technology. – 2001. – 123(4). – P. 430–435.

Долматов А.И., Жданов И.А., Маркович С.Е., «Разработка методики определения параметров качества и оптимизации процессов гибки трубопроводов».

Разработана методика прогнозирования параметров качества и оптимизации процессов гибки аналитическими методами. Данная методика является эффективным инструментом, который может быть использован для анализа оснастки и технологии на начальных стадиях разработки технологических процессов. При реализации программного обеспечения, методика является дешевым и эффективным инструментом как для инженеров-технологов цехового и заводского уровней, так и для инженера-конструктора.

Ключевые слова: качество, оптимизация, гибка трубопроводов, методика.

Долматов А.І., Жданов І.О., Меркович С.Є. «Розробка методики визначення параметрів якості й оптимізації процесів гнуття трубопроводів».

Розроблено методику прогнозування параметрів якості й оптимізації процесів гнуття аналітичними методами. Дана методика є ефективним інструментом, що може бути використаний для аналізу оснащення й технології на початкових стадіях розробки технологічних процесів. При реалізації програмного забезпечення, методика є дешевим і ефективним інструментом як для інженерів-технологів цехового й заводського рівнів, так і для інженера-конструктора.

Ключові слова: якість, оптимізація, гнуття трубопроводів, методика.

Dolmatov A.I., Zhdanov I.A., Markovych S.I. “Method development of determination parameters and optimization of tube bending processes”.

The technique for predicting the quality parameters and optimization of tube bending processes with analytical methods was developed. This technique is an effective tool that can be used for the analysis of equipment and technology at the early stages of manufacturing processes. The technique can be implemented as the cheap and effective tool for both engineers of factory and shop level and for design engineers after implementing the software.

Key words: quality, optimization, tube bending, method.

Стаття надійшла до редакції 7 грудня 2011 р.

©Вихристюк М.О., Юхнов Б.Ю.

ВИКОРИСТАННЯ СОЦІОНІКИ ДЛЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ НЕМАТЕРІАЛЬНОЇ МОТИВАЦІЇ ПЕРСОНАЛУ ПІДПРИЄМСТВ МАШИНОБУДІВНОЇ ГАЛУЗІ

1. Постановка проблеми

Питання мотивації праці персоналу машинобудівного підприємства є одними з найгостріших серед всіх проблем, що стоять перед його керівництвом. З позиції стратегії, направленої на формування сильного підприємства, центральним питанням є питання про мотивацію до праці, зацікавленості персоналу в ефективній роботі підприємства. Менеджмент і маркетинг, високопродуктивна праця можуть відбутися тільки тоді, коли буде вирішене саме це питання.

Мотивація персоналу є основним засобом забезпечення оптимального використання ресурсів, мобілізації наявного кадрового потенціалу. Основна мета процесу мотивації – це отримання максимальної віддачі від використання наявних трудових ресурсів, що дозволяє підвищити загальну результативність і прибутковість діяльності підприємства.

Особливістю управління персоналом машинобудівного підприємства при переході до ринкової економіки є зростаюча роль особи працівника. Відповідно і міняється співвідношення стимулів і потреб, з якими пов'язана мотивація.

Характерною для багатьох українських підприємств машинобудівної галузі є обмеженість, а деколи відсутність сучасної системи мотивації високоефективної праці. Більшість працівників не прагнуть проявляти ініціативу і творчість в своїй діяльності, повною мірою брати на себе відповідальність за ухвалені рішення, що реалізуються на практиці. Як відомо, є два види залучення людини до виконання певної роботи – примушення і мотивація. Загальновизнаним є те, що примушення

малоефективне у вирішенні завдань управління і досягнення результатів. Тому, особливо останнім часом, активно розвивається мотиваційний механізм. Для українських підприємств він є визначальним чинником мобілізації персоналу на виконання завдань.

Розробка системи стимуляторів стосовно особливостей ринкових відносин в Україні, специфіці колективу, сфері праці – один з найбільш важливих резервів ефективності управління підприємством. Матеріальні чинники далеко не завжди виходять на передній план і не можуть служити єдиною формою винагороди за працю. А тому особливі увагу треба приділяти вдосконаленню системи нематеріальної мотивації персоналу.

2. Аналіз останніх досліджень

На основі проведеного аналізу останніх досліджень системи нематеріальної мотивації персоналу підприємств машинобудівної галузі можна зробити висновок, що система мотивації персоналу на підприємствах потребує вдосконалення з урахуванням нових підходів і тенденції кадрового менеджменту.

Мотивація працівника має на увазі зазвичай активізацію людського чинника. А система зовнішнього стимулювання повинна створювати і підвищувати внутрішню мотивацію. Оскільки, як відомо, всі працівники не однакові, мотивації у них різні. Пов'язати психологічні характеристики співробітників з їх мотивацією якраз і дозволяє соціоніка.

Соціоніка – це наука, що вивчає процес обміну інформацією між людиною і зовнішнім світом, тобто яким чином люди сприймають, переробляють і видають інформацію. Також можна визначити соціоніку як науку про типи психоінформаційних систем (людина, колектив, етнос, держава) і взаємодії між ними [4].

Соціоніка – молода і перспективна наука, а також вельми ефективний напрям практичної психології. Вона систематизує основні типи мислення і поведінки, розкриває, існування стійких моделей психіки людини,

використовуючи які можливо пояснювати і передбачати поведінку людей і різні форми їх взаємин.

Сьогодні історія соціоніки налічує близько двох десятків років. Молодість ж її виявляється в тому, що у соціоніків досі немає єдності, і навіть натяку на зближення поглядів з багатьох фундаментальних питань, зокрема, як принципово правильно типувати людини, які показники вимірюють соціонічні тести, немає загальноприйнятих стандартів проведення соціонічного інтерв'ю.

Соціоніку сьогодні широко використовують для профорієнтації та підбору персоналу, у психологічному та сімейному консультуванні. Також вона ефективна при розборі проблем взаємин в робочому колективі. Крім того, знання індивідуальних особливостей типу особистості працівника допомагає найбільш повно розкрити свої таланти і захистити вразливі місця, подолати бар'єри до розкриття творчої індивідуальності і виявити причини стресів і проблем [4].

Для працівників кадрових служб, підприємців, менеджерів, керівників підприємств знання основ соціоніки дозволяє правильно вести ділові переговори, передбачати дії конкурентів.

Кожному кадровому працівникові необхідно мати знання соціології, психології, основ мотивації праці, кадрового менеджменту, культурології, трудового права. До цього переліку в обов'язковому порядку тепер входить і соціоніка. З'явився навіть новий термін – HR-соціоніка (управління кадрами). Знання типу інформаційного метаболізму дозволяє з імовірністю 90 відсотків робити прогноз поведінки співробітника [1].

3. Виклад основного матеріалу дослідження

Дійсна нематеріальна мотивація стає можливою лише при персональному зверненні до потреб кожного конкретного працівника, тобто з урахуванням саме його мотиваційного стилю.

Самий вірний і дієвий спосіб визначення стилю мотивації на сьогоднішній день пропонує соціоніка. Тому, якщо керівник дійсно зацікавлений в якісній реалізації програми нематеріальної мотивації або

впровадженні персоналізованої системи управління персоналом на машинобудівному підприємстві, то йому буде необхідна соціонічна діагностика всього персоналу.

Якісна реалізація такої системи дозволить керівнику значно скоротити витрати і оздоровити психологічний клімат у колективі, оскільки під його контролем опиняться також і механізми змагальності, внутрішньої і зовнішньої конкуренції і лояльності співробітників.

Також треба відзначити, що знання соціотипу кожного підлеглого дозволяє не тільки заохочувати бажану поведінку, а й регулювати небажане найбільш гуманним для нього чином, тобто реалізацію системи заборон і покарань.

Соціонічні методики дозволяють навіть покарання перетворити на ефективно діючу, навчальну процедуру, яка швидко досягає своїх цілей, не викликаючи психологічного дискомфорту покараного, його прихованого внутрішнього протесту або активної протидії.

Соціоніка знаходить застосування в таких галузях [2-6]:

1. У підборі кадрів. Керівник прагне забезпечити збереження кістяка фірми – її стрижневих типів. Персонологія принесе безсумнівну користь і в справі створення резерву кадрів на висунення. Вона не тільки обґрунтовано відбере за ініціативністю та організаторськими здібностями працівника, але і вкаже для нього оптимальне місце в організації. Економія сил і часу в кадрових переміщеннях особливо позначиться на великих машинобудівних підприємствах.

2. У постановці завдань і контролі їх виконання. Усередині будь-якої спеціальності або посади є свої особливості. Персонологія порекомендує, перед яким психологічним типом працівника які завдання краще ставити.

3. У роботі з клієнтами та партнерами. Зрілі фірми проводять регулярне навчання персоналу, до програми якого не завадить включити основи практичної персонології. Підготовлені на сучасному рівні працівники в першу чергу повинні знати такі її розділи, як конфліктологія і методика індивідуального підходу, яка вчить правильно спілкуватися з клієнтом, починаючи від підстроювання і закінчуючи впливом на потрібні психічні функції.

4. У згуртуванні колективу. Згуртований колектив тримається не на конкуренції, а на кооперації між його співробітниками. Комунікативні механізми узгодження можна прискорити, якщо періодично проводити з працівниками тренінги ділового спілкування.

Перша функція соціоніки в кадровому менеджменті – оцінка персоналу.

Відбір співробітника складається з професійного та психологічного тестування, соціонічного типування (від результатів якого залежить прогноз професійної придатності і сумісності з колективом і основними взаємодіючими фігурами). Тут, головна проблема – надійність (валідність) результатів типування. Методів типування персоналу існує декілька:

– за зовнішністю

– постановочно-структуроване інтерв'ю. Людині ставиться низка питань, націлених на виявлення певних індикаторів. Коли інтерв'юер виявляє один індикатор, починає визначатися наступний. Іноді різні показники виявляються одночасно, а не по черзі. Це найбільш поширений метод типування.

– тестування + коректувальна бесіда + спостереження. У цій методиці важливо вибрати валідний тест.

Потім йде визначення виконуваних завдань або профнавантаження.

Визначається сумісність типу претендента на посаду з іншими членами колективу (як правило, того відділу, в якому він буде працювати і основними взаємодіючими фігурами).

Після проведення анкетування та тестування серед усіх робітників підприємства, визначають психотип працівника.

Для того, щоб пов'язати психологічні характеристики співробітників з їх мотивацією можна скористатися загальною схемою профорієнтації В. Гуленко і А. Овчарова [2, 5], запропонованою по характеристикам «етика – логіка» і «сенсорика – інтуїція» (рис. 1)

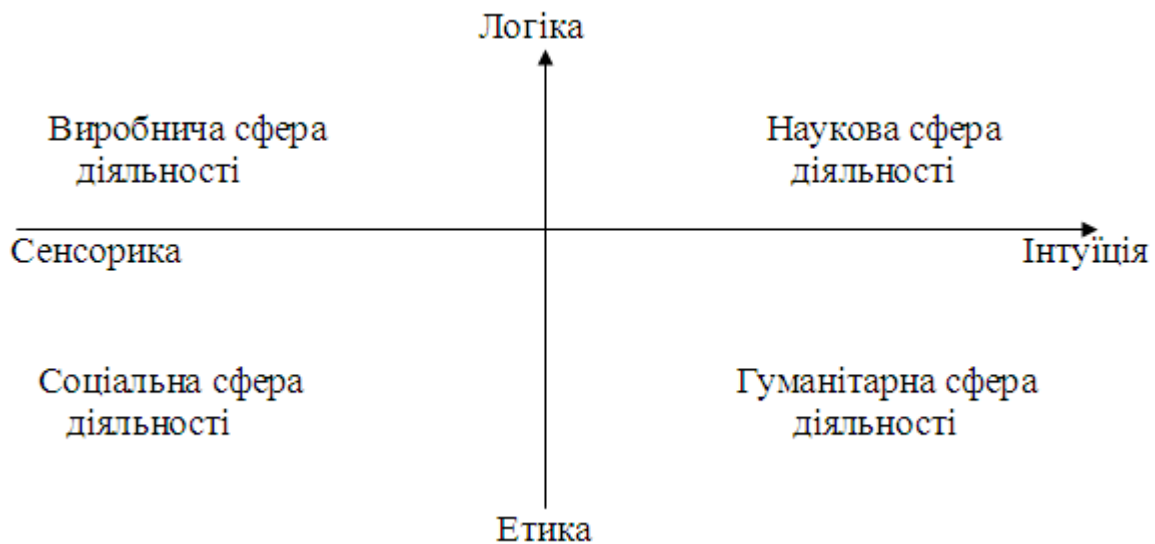


Рис. 1 – Соціоніка і сфери діяльності

Існує чотири сфери діяльності:

1) виробнича сфера, до якої відноситься техніка, технологія, взагалі промисловість, система управління в цій сфері. Виробничо-технологічний стиль орієнтує людину в наукову сферу, в якій головними об'єктами взаємодії для нього є матеріали, механізми і ресурси. З погляду мотивації психотипи цієї групи як логіки орієнтовані на ділову сферу, як сенсорики – на конкретний результат. По теоріях мотивації їх можна віднести до групи «індивідуалістів», головний чинник – особистий успіх.

2) наукова сфера, до якої відноситься наука і наукове обслуговування, освіта, інноваційна область. Дослідницько-концептуальний стиль мислення орієнтований не на конкретику і реалії сьогодення, а на перспективу і наукові ідеї. Генерація ідей вимагає вміння працювати з абстрактними поняттями і креативних здібностей. З погляду мотивації психотипи цієї групи як логіки орієнтовані на ділову сферу, як інтуїти – на процес досягнення результату. По теоріях мотивації їх можна віднести до групи «ділових», головний мотиватор – процес рішення задачі.

3) соціальна сфера, яка направлена на вирішення проблем, пов'язаних із задоволенням людських потреб переважно матеріального плану. До них відносяться як потреби першої необхідності – в їжі, житлі, одязі, так і додаткові

– в комунальних службах, сервісі, транспорті, дозвіллі, охороні здоров'я і так далі. З погляду мотивації психотипи цієї групи як етики орієнтовані на людську сферу, як сенсорики – на конкретний результат. По теоріях мотивації їх можна віднести до групи «колективістів», підгрупи «результативних колективістів», головний мотиватор – конкретна допомога навколишнім людям.

4) гуманітарна сфера, до якої відноситься політика, філософія, мистецтво, релігія, психологія. Люди гуманітарного мислення схильні до компромісу в практичних питаннях, але безкомпромісні там, де справа стосується ідей і переконань. Їх мало цікавлять матеріальні стимули, контроль якості, поліпшення умов праці і навіть власний комфорт. З погляду мотивації психотипи цієї групи як етики орієнтовані на людську сферу, як інтуїти – на процес спілкування з навколишніми людьми.

Схема загальної мотивації може бути перетворена в схему конкретної мотивації.

Психотипи виробничо-технічного стилю орієнтовані на особистий успіх. У поточній виробничій діяльності це реалізується шляхом вирішення конкретних завдань і досягненням конкретних результатів (виконання місячного виробничого плану та ін.), в тривалій перспективі – адміністративна кар'єра (начальник цеху, начальник управління, директор підприємства). Негативною стороною мотивації є нерідке прагнення досягти мети «за всяку ціну». Пріоритетна для цієї групи самооцінка (висока зарозумілість), яка повинна підкріплюватися оцінкою вищестоящого керівництва. Представникам цієї групи властиве прагнення до влади (головний мотиватор), але до влади адміністративною при якій влада розглядається, в першу чергу, як інструмент, що дозволяє виконати якісь проекти, а разом і досягти матеріального благополуччя.

Психотипи дослідницько-концептуального стилю орієнтовані на процес рішення задачі. У поточній продуктивній діяльності вони звертають особливу увагу на якість вироблюваного продукту або рішення наукової задачі (випуск нової продукції, нова методика розрахунку, захист дисертації), в тривалій

перспективі – професійна кар'єра. Пріоритетна для цієї групи самооцінка (середня зарозумілість), якою бажано (але не обов'язково) бути підкріпленою оцінкою колег по професії. Представникам цієї групи прагнення до влади (головний мотиватор) властиве в слабкому ступені. Влада, пов'язана з професійною діяльністю, використовуються частішим для пропагувати і розповсюдження своїх професійних поглядів.

Психотипи соціального стилю – «результативні колективісти» орієнтовані на конкретну допомогу оточуючим людям. У поточній виробничій діяльності це реалізується в конкретній допомозі колезі при рішенні поставленої задачі, в тривалій перспективі – соціальна кар'єра. Негативною стороною мотивації є настирливість в нав'язуванні послуг. Пріоритетною для цієї групи оцінка ближнього оточення (часто оцінка неформальної групи) на підставі якої багато в чому формується самооцінка. Представникам цієї групи прагнення до влади властиве в слабкій мірі. Влада, пов'язана з соціальною діяльністю, використовується як влада над конкретною людиною або групою залежних людей.

Психотипи гуманітарного стилю – «процесні колективісти» – орієнтовані на процес спілкування з навколишніми людьми. У поточній виробничій діяльності це реалізується участю в процесі рішення поставленого завдання разом з «комфортними» в спілкуванні людьми, в тривалій перспективі – суспільна кар'єра. Пріоритетно для цієї групи суспільне визнання, яке впливає на самооцінку, але не є визначальним її чинником. Представникам цієї групи властиве прагнення до влади (головний мотиватор) особливо в політиці, і вони більшою мірою представлені в політичних партіях і організаціях представницької влади.

Розглянута класифікація – це перший крок до індивідуалізації системи трудової мотивації персоналу на науковій основі теорії психологічних типів. Класифікація дає уявлення про провідні пропозиції групи психологічних типів.

В результаті проведення дослідження психологічних типів працівників кадрова служба машинобудівного підприємства застосовуватиме індивідуальну мотивацію, яка природно буде дієвішою, ніж загальна.

Висновки

Використання механізмів соціоніки у вирішенні проблем менеджменту в машинобудівній галузі дає в руки керівника підприємства ефективний інструмент формування команд, здатних запропонувати (сформулювати) нову ідею й успішно реалізувати її на практиці.

Соціоніка допомагає вивчати людей, визначати сильні і слабкі сторони людини, активно використовувати сильні і нейтралізувати слабкі.

Таким чином, із застосуванням соціоніки можна домогтися не тільки поліпшення психологічного клімату в колективі, а й підвищення ефективності роботи співробітників, що в свою чергу позитивно впливає на розвиток підприємства та галузі в цілому.

Список використаних джерел:

1. Аугустинавичюте А. Модель информационного метаболизма / А. Аугустинавичюте // Соционика, ментология и психология личности. – 1995. – № 1.
2. Гуленко В. Гуманитарная соционика / В. Гуленко. – М.: Черная белка, 2009. – 344 с.
3. Дідковська Л. Г. Менеджмент: навч. посіб. / Л. Г. Дідковська, П. П. Гордієнко. – К.: Алерта: КНТ, 2007. – 515 с.
4. Ермак В. Классическая соционика / В. Ермак. – М.: Черная белка, 2009. – 480 с.
5. Иванов Ю. В. Соционика и мотивация труда / Ю. В. Иванов // Управление персоналом. – 2003. – № 6. – С. 17–20.
6. Кибанов А. Я. Основы управления персоналом: учебник / И. Я. Кибанов. – М.: ИНФРА – М., 2003. – 304 с.
7. Ситнік О. Д. Оцінка персоналу в системі мотивації / О. Д. Ситнік, О. А. Ковальчук // Актуальні проблеми економіки. – 2007. – № 11. – С. 84–87.

Вихристюк М.О., Юхнов Б.Ю. «Використання соціоніки для вдосконалення системи нематеріальної мотивації персоналу підприємств машинобудівної галузі».

У статті наводиться перелік основних галузей діяльності людини, на основі яких виділяються основні психотипи працівників, знаючи особливості яких керівник може створити ефективну систему мотивації персоналу машинобудівного підприємства.

Ключові слова: мотивація, соціоніка, психотип, машинобудування, персонал, стимулювання.

Выхристюк М.А., Юхнов Б.Ю. «Использование соционики для усовершенствования системы нематериальной мотивации персонала предприятий машиностроительной отрасли».

В статье приводится перечень основных сфер деятельности человека, на основе которых выделяются основные психотипы работников, зная особенности которых руководитель может создать эффективную систему мотивации персонала машиностроительного предприятия.

Ключевые слова: мотивация, соционика, психотип, машиностроение, персонал, стимулирование.

Vykhristyuk M.A., Yukhnov B.Y. “Using socionics to improve the system of non-material motivation of machine-building industry”.

The article provides a list of the main spheres of human activity, which are allocated on the basis of the basic psycho-types of workers, especially knowing that the manager can create an effective system of personnel motivation engineering company.

Key words: motivation, socionics, psycho-type, engineering, personnel, promotion.

Стаття надійшла до редакції 14 вересня 2011 р.

©Юхнов Б.Ю., Яшинов О.Л.

КЛАСТЕРИНГ ЯК ФОРМА ІННОВАЦІЙНОГО РОЗВИТКУ МАШИНОБУДІВНОЇ ГАЛУЗІ УКРАЇНИ

1. Постановка проблеми

Досвід провідних країн світу свідчить, що підвищення конкурентоспроможності економіки можна досягти тільки шляхом переходу на інноваційну модель розвитку. В якості одного з елементів такої моделі можуть розглядатися кластери – сконцентровані за географічною ознакою групи взаємозалежних компаній, а також пов'язаних з їхньою діяльністю організацій в певних галузях, що характеризуються спільною діяльністю та взаємодоповнюють одне одного [5]. Кластери сприяють зростанню конкурентоспроможності економіки на національному та регіональному рівнях. Засновник теорії кластерів М.Портер вважав, що підприємства окремих галузей, зокрема машинобудування, мають властивість концентруватись в певних регіонах країни. При цьому найбільш конкурентоздатні підприємства активно впливають на суб'єктів ринку, з якими вони взаємодіють, – постачальників, споживачів і конкурентів, підвищуючи їхню конкурентоспроможність, що, в свою чергу, позитивно впливає на діяльність підприємства – лідера. В результаті такої активної взаємодії виникає синергичний ефект.

Саме такого ефекту потребує машинобудування України, перед яким стоїть гостра проблема активізації інноваційної діяльності, викликана як сучасним станом галузі, так і низкою ресурсних обмежень, які пов'язані з перспективною динамікою економічного розвитку. Тому теоретична розробка та практичне впровадження кластерингу в машинобудівній галузі України є надзвичайно актуальними.

2. Аналіз останніх досліджень

Питаннями, які пов'язані з принципами роботи кластерів, займається низка як зарубіжних, так і українських вчених [2, 4, 6, 7]. В їхніх працях розкрито сутність кластерного аналізу, наведені численні визначення поняття «кластер», висвітлено досвід використання кластерних моделей в інноваційному розвитку.

Останнім часом поживались дослідження проблематики формування та функціонування кластерів в Україні. Імпульсом до цього стала Державна програма розвитку промисловості на 2003 – 2011 роки, схвалена постановою Кабінету Міністрів України №1174 від 28 липня 2003р. [3]. Для виконання цієї програми було розроблено Концепцію створення кластерів в Україні. Згідно цієї концепції пропонується здійснити комплекс заходів з проведення інформаційної кампанії серед потенційних учасників, сприяння підвищенню ефективності системи підготовки кадрів, використання інфраструктури промислових парків і технопарків для розвитку кластерів, зниження адміністративних бар'єрів. В 2009 році Міністерство регіонального розвитку та будівництва України розробило проект Концепції національної стратегії формування та розвитку транскордонних кластерів на період до 2015р. Низка проектів розвитку територіально-виробничих кластерів здійснюється в ініціативному порядку в Житомирі, Луцьку, Львові, Севастополі, Харкові, Херсоні та інших містах.

Однак, незважаючи на існуючий практичний досвід і наявність певних нормативно-правових документів, потребує дослідження та вирішення велика кількість проблем кластерної політики на загальноекономічному та галузевому рівнях.

3. Формулювання цілей статті

Спираючись на теоретичні основи розвитку інноваційних процесів, а також виходячи зі світового та вітчизняного досвіду кластерингу, в даній статті зроблена спроба дати власне бачення суті та класифікації кластерів, визначити їхні пріоритетні види для машинобудівної галузі, запропонувати певні

кластерні стратегії та критерії оцінки ефективності функціонування кластерів в українському машинобудуванні.

4. Виклад основного матеріалу дослідження

В даному контексті насамперед потребує уточнення базове поняття «кластер». В численних публікаціях йому надаються такі, досить відмінні, дефініції:

– це географічна концентрація подібних, суміжних або доповнюючих підприємств з відкритими каналами для бізнес-транзакцій та комунікацій, котрі розділяють спеціалізовану інфраструктуру, ринки, послуги та мають спільні можливості або загрози;

– це галузеве або територіальне добровільне об'єднання підприємницьких структур, які тісно співпрацюють з науковими закладами, громадянськими організаціями та органами влади з метою підвищення конкурентоздатності власної продукції та сприяння економічному розвитку регіону;

– це мережа постачальників, виробників, споживачів, елементів промислової інфраструктури, дослідницьких центрів, що є взаємозалежними в процесі створення доданої вартості;

– це група розташованих на території поселення або поблизу його взаємозалежних підприємств і організацій, які доповнюють та підсилюють конкурентні переваги одне одного;

– це група локалізованих взаємозалежних компаній, постачальників обладнання, комплектуючих, спеціалізованих послуг, науково-дослідних та навчальних інститутів, інших організацій [2-4, 6, 7].

Аналізуючи подібні визначення, можна резюмувати, що головною ідеєю концепції кластерингу є створення коопераційних зв'язків між підприємствами-виробниками, постачальниками, підрядниками, а також між науково-дослідними та фінансово-кредитними закладами. Підприємства – учасники кластера, з одного боку, конкурують між собою, а з іншого – спільно працюють над пошуком нових шляхів вирішення різноманітних проблем (постачання

ресурсів, доступ до нових ринків збуту тощо). Таким чином, в межах кластера своєрідно сполучаються конкуренція та кооперація.

З урахуванням цього ми пропонуємо таку дефініцію: кластер являє собою добровільне об'єднання географічно сконцентрованих, не залежних один від одного суб'єктів господарювання і органів державної влади без утворення окремої юридичної особи для спільної діяльності в сфері підприємництва задля більш ефективного використання ресурсів і стимулювання інноваційності.

Саме інноваційність є ключовою ознакою кластерів і може слугувати критерієм їхньої класифікації. За цим критерієм можна виділити такі види кластерів:

1. Побудовані на створенні інноваційних технологій. Господарюючі суб'єкти, які входять до них, займаються розробкою і впровадженням інновацій. Саме такі кластери притаманні машино – та приладобудуванню.
2. Спеціалізовані на постачанні. Утворюються підприємствами з великими дослідницькими витратами, коли увага приділяється продуктивним інноваціям та взаємозв'язкам зі споживачами. Є характерними для підприємств, що виготовляють специфічні товари (наприклад, програмне забезпечення).
3. Побудовані на знаннях. Утворюються навколо провідних науково-дослідних закладів регіону або держави, найчастіше в фармацевтичній, хімічній промисловості, а також в літакобудуванні.
4. Залежні від постачальників. Мають форму підприємств, інноваційна діяльність яких залежить насамперед від здатності співробітничати з розробниками інноваційних товарів чи технологій. Зустрічаються в сільському та лісовому господарстві.
5. Побудовані на інформації. Характерні для підприємств, що оперують складними системами перетворення інформації з метою надання спеціалізованих послуг клієнтам (фінансова та видавнича сфера, туристична галузь).

Згідно з дослідженнями, більше 28% машинобудівних підприємств на території Євросоюзу визнали свою приналежність до кластерів. Найвищий рівень кластеризації машинобудування зафіксований у Великій Британії, де в середньому 8 з 10 підприємств класифіковані як такі, що належать до кластеру [6]. На жаль, Україна в цьому відношенні суттєво відстає від розвинутих країн. Головні причини цього відставання – відсутність концепції кластеризації регіонів України та нерозуміння державною владою ролі кластерних утворень у відродженні вітчизняного машинобудування. Хоча законом в цілому і визначені організаційно-правові форми об'єднань підприємств та передумови для створення інноваційних кластерів, однак численні питання ще не висвітлені.

Насамперед це стосується питання послідовності формування інноваційного кластера. На нашу думку, цей процес складається з кількох етапів:

- 1) виникнення ідеї кластеру і обґрунтування необхідності його створення;
- 2) визначення території для створення кластера на основі оцінки його конкурентного потенціалу;
- 3) формування системи управління кластером;
- 4) оцінка ефективності його функціонування.

Для більш детального аналізу цих етапів розглянемо кожен з них окремо.

На першому етапі необхідно визначити цілі створення та масштаби діяльності інноваційного кластера. Цілями створення такого кластеру можуть бути:

- підвищення конкурентоспроможності машинобудівної галузі шляхом розвитку інноваційного потенціалу;
- покращення інвестиційної привабливості галузі;
- збільшення внеску продукції машинобудування у валовий національний продукт;
- зростання зайнятості за рахунок нових робочих місць;
- розширення податкової бази.

Масштаби діяльності інноваційного кластеру можуть охоплювати район, місто, область або країну в цілому.

Другий етап передбачає проведення досліджень для визначення конкурентного потенціалу регіону в машинобудівній галузі. Для цього здійснюють кількісний аналіз конкурентної сталості (тобто встановлюють ринкову позицію галузі регіону) та якісний аналіз наявності і складу ресурсної бази (тобто умов конкурентної сталості).

Кількісний аналіз полягає у визначенні показників, які відображують конкурентну сталість машинобудівної галузі в регіоні та потенціал його кластеризації: коефіцієнта локалізації, коефіцієнта виробництва продукції на душу населення та коефіцієнта спеціалізації регіону. Якщо розраховані показники перевищують або дорівнюють одиниці, то машинобудівна галузь виступає як галузь ринкової спеціалізації і створення в ній кластеру є можливим.

Якісний аналіз передбачає визначення наявності та складу ресурсної бази, необхідної для забезпечення конкурентоспроможності регіону в машинобудівній галузі. Його результати формуються на основі дослідження комплексу умов: факторів виробництва, попиту на продукцію на внутрішньому ринку, конкурентоздатності галузей – постачальників або інших супутніх галузей в даному регіоні.

На третьому етапі здійснюється розробка стратегії кластера, визначаються джерела та обсяги фінансових ресурсів, а також можливі варіанти державної та регіональної підтримки.

Розробка стратегії інноваційного кластера потрібна для реалізації його учасниками їхніх конкурентних переваг. Кожному етапу життєвого циклу кластера відповідає певна стратегія: етапу створення – проектна стратегія (включає постійне планування цільових програм, які реалізують учасники кластера), етапу становлення – процесна стратегія (відображає заплановані в межах кластера процеси), етапу стабільного функціонування – об'єктна стратегія (передбачає певний рівень менеджменту учасників, ступінь їхньої

взаємної довіри, готовність до розкриття стратегічної інформації), етапу розвинутого функціонування – стратегія середовища (визначає формування норм, правил, традицій, що регламентують поведінку учасників кластера).

Кожна з цих стратегій повинна включати: стратегію поведінки на ринку товарів, стратегію поведінки на ринку факторів виробництва, стратегію вибору і оновлення технологій, інтеграційну стратегію (поведінку в сфері злиття, поділу, поглинання), фінансово-інвестиційну, соціальну, управлінську стратегії, стратегію формування корпоративного менталітету, когнітивну стратегію (набування, створення, акумуляцію та зберігання знань), створюючи, таким чином, стратегію кластера.

Серед найбільш суттєвих статей витрат на діяльність кластера слід виділити витрати: на створення кластера, на розвиток інфраструктури і її підтримку, на окремі проекти та програми. Джерелами фінансування інноваційного кластера можуть бути власні або залучені кошти, кошти державних чи місцевих бюджетів, кошти венчурних фондів, гранти міжнародних організацій тощо.

На четвертому етапі проводиться оцінка ефективності функціонування інноваційного кластера. Така оцінка можлива за умов комплексного використання сукупності взаємопов'язаних і узгоджених критеріїв: економічних (продуктивність праці, фондоддача, матеріаломісткість, ефективність використання виробничих витрат, інтегральний показник економічної ефективності діяльності кластера); соціальних (показники зростання кількості зайнятих, рівня освіти та кваліфікації працівників, збільшення заробітної плати); екологічних (показники зниження викидів шкідливих речовин, обсягів використання чистої води, збереження якості водних ресурсів, екосистем та їхньої біологічної різноманітності, зниження розміру еколого-економічних збитків та ін.).

При оцінці ефективності функціонування кластера можуть використовуватися показники:

- - якісні та кількісні (визначення критеріїв оцінки та показників ефективності виробничих процесів);
- - екстенсивні (зростання чисельності працюючих, подовження робочого дня, кількісне збільшення застарілої техніки);
- - інтенсивні (продуктивність праці, наукова організація виробництва, підвищення якості продукції, режим економії);
- - специфічні (параметри, які обґрунтовані регіональним розміщенням, галузевою специфікою та організаційною будовою кластера).

Економічна суть ефективності кластера полягає в тому, щоб при комплексному підході на кожну одиницю витрат був більш суттєвий приріст прибутку, ніж при функціонуванні кожного машинобудівного підприємства окремо.

Висновки

Питання підвищення конкурентоспроможності є одним з найактуальніших для України, а кластеризація – один зі шляхів розвитку економіки та підтримки її на належному рівні в системі світових господарських відносин. Враховуючи важливу роль машинобудівної галузі в суспільному виробництві нашої країни, формування інноваційних кластерів буде мати велике соціальне та економічне значення як для регіональної, так і для національної економіки.

Список використаних джерел:

1. Варналій З. С. Державна регіональна політика України: особливості та стратегічні пріоритети / З. С. Варналій. – К.: НІСД, 2007. – 598 с.
2. Дейнека О. І. Кластери та конкурентоспроможність прикордонних територій / О. І. Дейнека, В. В. Демченко // Регіональна економіка. – 2008. – № 2. – С. 27–36.
3. Кислий В. Розвиток транспортно-логістичних кластерів в Україні / В. Кислий, Т. Жарик // Економіка України. – 2010. – №12. – С. 28–37.

4. Ковальова Ю. Кластер як новий інструмент модернізації економіки / Ю. Ковальова // Схід. – 2007. – № 5. – С. 45–53.

5. Портер М. Е. Конкуренція / М. Е. Портер. – СПб. : Вільямс, 2005. – 495 с.

6. Пятинкин С. Ф. Развитие кластеров: сущность, актуальные подходы, зарубежный опыт / С. Ф. Пятинкин, Т. П. Быкова. – Минск: Тесей, 2008. – 157 с.

7. Семенов Г. А. Національний кластер – новий шлях для прискорення економічного та інноваційного зростання України / Г. А. Семенов, О. С. Богма // Вісник економічної науки України. – 2006. – № 1. – С. 127–133.

Юхнов Б.Ю., Яшинов О.Л. «Кластеринг як форма інноваційного розвитку машинобудівної галузі України».

В статті пропонується класифікація кластерів; визначаються їхні пріоритетні види для машинобудівної галузі; проводиться аналіз кластерних стратегій; формулюються критерії оцінки ефективності функціонування кластерів в українському машинобудуванні.

Ключові слова: кластеринг, інновація, стратегія, економічна ефективність, машинобудівні підприємства.

Юхнов Б.Ю., Яшинов А.Л. "Кластеринг как форма инновационного развития машиностроительной отрасли Украины".

В статье предлагается классификация кластеров; определяются их приоритетные виды для машиностроительной отрасли; проводится анализ кластерных стратегий; формулируются критерии оценки эффективности функционирования кластеров в украинском машиностроении.

Ключевые слова: кластеринг, инновация, стратегия, экономическая эффективность, машиностроительные предприятия.

Yukhnov B.Y., Yashinov A.L. "Clustering as the form of innovational development of the Ukraine's machine-building branch".

In the paper classification of the clusters is proposed; its profited kinds for machine-building branch are determined; analysis of cluster strategies is conducted; estimation criterions of the efficiency of cluster's functioning in Ukrainian engineering industry are formulated.

Key words: clustering, innovation, strategy, economic effectiveness, engineering enterprises.

Стаття надійшла до редакції 29 вересня 2011 р.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Атоженко Ольга Юріївна – магістр Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Вихристюк Марія Олександрівна – асистент кафедри менеджменту Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Григоров Отто Володимирович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри підйомно-транспортних машин та обладнання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (м. Харків).

Дерябкіна Євгенія Станіславівна – асистент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Долматов Анатолій Іванович – д-р техн. наук, професор кафедри технології виробництва літальних апаратів Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського (м. Харків).

Єфіменко Микола Григорович – д-р техн. наук, професор кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Єфремова Василіна Ігорівна – студентка Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Жданов Ігор Олександрович – заступник директора з комерції, збуту та зовнішньоекономічної діяльності ВАТ «ФЕД» (м. Харків).

Знайдюк Василь Григорович – асистент кафедри теоретичної механіки та деталей машин Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П.Василенка (м. Харків).

Ізюмська Лідія Федорівна – старший викладач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Ісьєміні Ілля Ігорович – асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Іщенко Григорій Іванович – головний інженер ВАТ «Турбоатом».

Клімова Ірина Василівна – асистент кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Коваленко Ігор Віталійович – канд. техн. наук, доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Кондратюк Олег Леонідович – канд. техн. наук, доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Кравцов Марк Костянтинович – канд. техн. наук, професор, завідувач кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Купріянов Олександр Володимирович – канд. техн. наук, доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Лазаренко Валентина Іванівна – канд. техн. наук, приват-професор кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Ловейкин В'ячеслав Сергійович – д-р техн. наук, професор кафедри конструювання машин Національного університету біоресурсів і природокористування України (м. Київ).

Малицький Ігор Федорович – канд. техн. наук, доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Маркович Сергій Євгенович – канд. техн. наук, доцент кафедри технології виробництва літальних апаратів Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського (м. Харків).

Маршуба В'ячеслав Павлович – канд. техн. наук, доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Махно Олександр Григорович – студент Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Мелконов Григорій Леонідович – старший викладач кафедри процесів обробки матеріалів, верстатів та інструментів Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля (м. Луганськ).

Мелконов Леонід Дмитрович – канд. техн. наук, доцент кафедри процесів обробки матеріалів, верстатів та інструментів Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля (м. Луганськ).

Мельниченко Олександр Анатолійович – д-р техн. наук, професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Мовшович Олександр Якович – д-р техн. наук, професор кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Надері Алі – студент Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Оболенська Тетяна Олександрівна – канд. техн. наук, приват-професор кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Островський Олег Станіславович – канд. фіз.-мат. наук, доцент кафедри поліграфічного виробництва і комп'ютерної графіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Писарцов Олександр Сергійович – асистент кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Плахотнік Володимир Андрійович – канд. техн. наук, доцент кафедри процесів обробки матеріалів, верстатів та інструментів Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля (м. Луганськ).

Подоляк Олег Степанович – канд. техн. наук, старший викладач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Попов Микола Вікторович – асистент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Резніченко Микола Кирилович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Родіонов Лев Анатолійович – канд. техн. наук, доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Роменський Вячеслав Іванович – канд. техн. наук, старший науковий співробітник Харківського науково-дослідного інституту технології машинобудування (м. Харків).

Святуха Анатолій Якимович – канд. тех. наук, доцент кафедри поліграфічного виробництва і комп'ютерної графіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Скоркін Антон Олегович – аспірант, асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Тарасюк Анатолій Петрович – д-р техн. наук, проректор з навчальної роботи, завідувач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Тисленко Олександр Борисович – аспірант кафедри конструювання машин Національного університету біоресурсів і природокористування України (м. Київ).

Триков Дмитро Юрійович – студент Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Федосєєва Марина Євгенівна – асистент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Фідоровська Наталія Миколаївна – канд. техн. наук, доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Холод Олександр Володимирович – аспірант, асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Чернякова Ольга В'ячеславівна – асистент кафедри поліграфічного виробництва і комп'ютерної графіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Човнюк Юрій Васильович – канд. техн. наук, доцент кафедри конструювання машин Національного університету біоресурсів і природокористування України (м. Київ).

Чорна Юлія Анатоліївна – асистент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Шелкунова Наталія Леонідівна – асистент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Юхнов Борис Юрійович – канд. екон. наук, доцент кафедри менеджменту Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Яшинов Олексій Леонідович – канд. екон. наук, доцент, завідувач кафедри суспільних наук Харківського національного університету мистецтв.

ДО УВАГИ АВТОРІВ

Загальні відомості

1. У збірнику праць “Машинобудування” друкуються закінчені оригінальні теоретичного і прикладного характеру наукові результати досліджень в галузі інженерної освіти.
2. До редакції подаються статті, які раніше не друкувалися.
3. Статті, що подаються аспірантами, пошукувачами повинні мати направлення наукового керівника, якщо він не є співавтором статті.
4. Рішення про можливість публікації статті приймається лише після її рецензування.
5. Рішення щодо публікації (позитивне або негативне) повідомляється автору. Стаття може бути повернута для доопрацювання.
6. Рукописи авторам не повертаються.
7. Збірник з опублікованою статтею надсилається автору поштою або видається у редакції.

Вимоги до оформлення статей

1. Обсяг статті не більше 12 сторінок (10 тис. знаків) формату А4 (210 x 297) щільність 80-90 г/м², надрукованих у двох примірниках на комп’ютері з використанням шрифтів текстового редактору Microsoft Word (Times New Roman, Arial) розміру 14 з полуторним (1,5) міжрядковим інтервалом по всій статті.
2. Ширина полів сторінки: всі поля – 2 см.
3. До комплекту файлів має бути доданий опис, де зазначаються: назва текстового редактора, імена файлів, назви збірника і статті, прізвище, ім’я та по батькові авторів.

4. Матеріали статті приймаються до публікації в електронній версії у вигляді файлів (текст форматами DOC, RTF, графіки, малюнки – TIFF) на CD диску. До редакції приймаються документи Microsoft Word версій до 2003 року (Word 11, Microsoft Office 2003). Документи Word 2007, Word 2010, в форматі .docx не приймаються.
5. **Формули** (нумерація, якщо вона необхідна, ставиться справа у скобках, вирівнюється по правому краю), **рисунки й таблиці** вставляються по тексту зразу після посилання на них.
6. Ілюстрації повинні бути чіткими, формули – написані прийнятою символікою. Розмір шрифту в ілюстрованому матеріалі не менше 12 пт.
7. Звертаємо увагу на те, що рядки тексту в межах абзацу не повинні розділятися клавішею Enter. Текст не повинен мати переносів та інших елементів форматування.
8. У статтях повинна використовуватись система одиниць СІ.
9. Матеріали, подані до збірника, повинні відповідати вимогам Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 “Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України”, та повинні мати такі необхідні елементи:
 - ✓ **УДК;**
 - ✓ **прізвище та ініціали авторів** (шрифт жирний, по лівому краю);
 - ✓ **назва статті** (літери великі, шрифт жирний, посередині);
 - ✓ **текст статті;**
 - ✓ **список використаних джерел;**
 - ✓ **анотація** (подається трьома мовами – українською, російською, англійською) і повинна містити: прізвища та ініціали авторів (курсив жирний), назву статті (у лапках), текст анотації (не більше 300 знаків). Пишеться зразу після списку використаних джерел. Слово «Анотація» не пишеться.
 - ✓ **ключові слова** (7 – 10 слів) на трьох мовах – українською, російською, англійською.

10. Автори повинні дотримуватися такого загального плану побудови статті:

10.1. Загальна частина:

- постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями;
- аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор;
- виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням наукових результатів;
- висновки з даного дослідження.

Кожний з цих пунктів нумерується за порядком, крім висновків.

10.2. Перелік використаних джерел.

11. До редакції передаються два екземпляри всіх матеріалів статті, роздрукованих на лазерному принтері з однієї сторони аркуша. Другий екземпляр матеріалів статті підписується всіма авторами.

12. Редакція залишає за собою право редакційної правки статті.

13. Статті, відіслані авторам на виправлення, повинні бути повернені до редакції не пізніше, ніж через 10 днів після її одержання. В авторській коректурі допускаються виправлення лише помилок набору.

14. Стаття повинна супроводжуватися авторською довідкою (для кожного автора).

Авторська довідка

1. Назва статті.
2. Прізвище, ім'я, по батькові, дата народження.
3. Вчений ступінь, вчене звання.
4. Місце роботи.
5. Посада.
6. Адреса для листування. Для контакту – телефон, E-mail.
7. Адреса для відправки авторського екземпляру.

У кінці довідки треба зазначити:

«Поданий матеріал раніше не публікувався і до інших видавництв не надсилався».

«Не заперечую виставити повний текст статті на Сайт Національної бібліотеки України ім. В.І. Вернадського в реферативну базу даних «Україніка наукова» та на сайт Наукової бібліотеки Української інженерно-педагогічної академії».

Підписи кожного з авторів.

Збірник наукових праць «Машинобудування» (Українська інженерно-педагогічна академія МОНМС України) затверджено постановою Президії ВАК України від 23.02.2011р. № 1-05/2 як наукове фахове видання України, в якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата технічних наук

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

УДК 621 – 622

Машинобудування. Збірник наукових праць. Випуск 7-8. – Харків, Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА), 2011. – с. .

У збірнику подано результати наукових досліджень в галузі машинобудування. Розглянуто важливі проблеми міцності, стійкості, роботоздатності, динаміки вантажопідйомних, транспортуючих машин та верстатів, а також питання технології машинобудування.

Для викладачів, науковців, аспірантів, фахівців в галузі машинобудування.

SCIENTIFIC EDITION

UDC 621 – 622

Engineering. Collection of Scientific Papers. Volume 7-8. – Kharkiv, Ukrainian Engineering Pedagogics Academy (UEPA), 2011. – p.

There were considered the important problems of strength, steadiness, capacity for work, dynamics of loading transporting, technological, machines and imporers, also a question of machine-building technologic.

For instructors, research workers, post graduates, experts in the field of machine-building.

Підписано до друку

Формат 84x108/16

Папір офсетний. Друк офсетний.

Умов. Друк. арк. - .Облік. від арк.. –

Тираж прим. . Ціна договірна.

Надруковано у видавництві

Редакційна колегія:**Головний редактор**

Нестеров А.П., д.тех.н., проф.

Заступник головного редактора:

Фідровська Н.М., к.тех.н., доц.

Члени колегії:

Мовшович О.Я., д.тех.н., проф.

Будіков Л.Я., д.тех.н., проф.

Григоров О.В., д.тех.н., проф.

Тарасюк А.П., д.тех.н., доц.

Кравцов М.К., к.тех.н., проф.

Литвин О.М., д.ф-м.н., проф.

Ловейкін В.С., д.тех.н., проф.

Мельниченко О.А., д.тех.н., проф.

Резніченко М.К., д.тех.н., проф.

Рябчиков М.Л., д.тех.н., проф.

Редакція:**Відповідальні редактори**

Сичов Ю.І., к.тех.н., доц.

Родіонов Л.А., к.тех.н., доц.

Смоляков С.Л., к.тех.н., доц.

Редактор

Ротова Н.В.

Випускові редактори

Ісьєміні І.І.

Осипова Т.М.

Відповідальний секретар

Ісьєміні І.І.

Дизайнер

Жубр В.А.

Адреса редакції:

Україна, 61003, м. Харків

вул. Університетська, 16

Українська інженерно-педагогічна академія

Тел. (057)733-78-18

Факс (057)731-32-36

Е-mail: rektor@uipa.kharkov.ua

Машинобудування

2011, № 7-8

Збірник наукових праць

Засновник

Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА)

Видається з грудня 2007 р.

Свідоцтво про державну реєстрацію
друкованого засобу масової інформації

Серія КВ № 12132 – 1016Р від 26.12.2006.

Мови видання:

українська, російська, англійська

Друкується за рішенням Вченої ради УІПА,
Протокол № 3 від 27.09.2011 р.

При використанні матеріалів збірника посилання
на збірник – обов'язкове.

Address of editorial office:

16 Universitetska vul., Kharkiv

61003, Ukraine

Ukrainian Engineering Pedagogics Academy

Tel. (057)733-78-18

Fax (057)731-32-36

© Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА), Харків, 2011

