

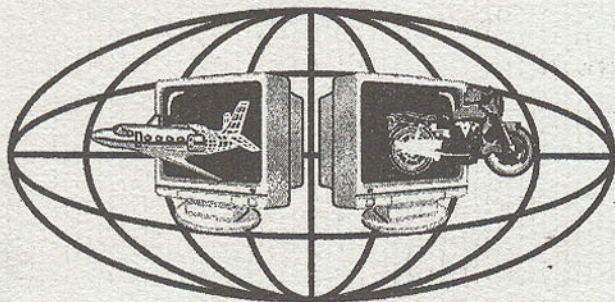


**ДОНЕЦКИЙ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**Международный
сборник научных трудов**

ВЫПУСК 19



ДОНЕЦК - 2002

**ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

**ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И
СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**Международный
сборник научных трудов**

Выпуск 19

ДОНЕЦК - 2002

Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2002. Вып. 19. – 306 с.

ISBN 966-7907-04-X

В международном сборнике научных трудов представлены некоторые вопросы теории и практики обработки изделий прогрессивными методами, показаны достижения и пути развития технологического оборудования, оснастки и металлорежущего инструмента. Рассмотрены отдельные аспекты автоматизации производственных процессов и надежности технологического оборудования. Освещены современные проблемы материаловедения в машиностроении.

В данном сборнике публикуются ученые и ведущие специалисты из Украины, стран ближнего и дальнего зарубежья. Предназначен для научно-технических работников, ИТР и специалистов в области машиностроения.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Минаев А.А. (председатель, Украина), Михайлов А.Н. (зам. председателя, Украина), Ищенко А.Л. (секретарь, Украина), Богуславский В.А. (Украина), Бутенко В.И. (Россия), Бухач А. (Польша), Войнаровски Ю. (Польша), Гавриш А.П. (Украина), Горобец И.А. (Украина), Гусев В.В. (Украина), Данек Я. (Чехия), Зиновьев Н.И. (Украина), Ивченко Т.Г. (Украина), Калафатова Л.П. (Украина), Каспер Р. (Германия), Лукичев А.В. (Украина), Малышко И.А. (Украина), Матвиенко А.В. (Украина), Матюха П.Г. (Украина), Мизин Б.М. (Украина), Муравья Е.С. (Украина), Навка И.П. (Украина), Нечепая В.Г. (Украина), Новиков Н.В. (Украина), Оливер Т. (Великобритания), Петраков Ю.В. (Украина), Седуш В.Я. (Украина), Струтинский В.Б. (Украина), Суслов А.Г. (Россия), Тернюк Н.Э. (Украина), Цокур В.П. (Украина), Шевченко Ф.Л. (Украина).

Публикуется по решению Ученого Совета Донецкого национального технического университета (протокол № 2 от 29.03.2002 г.).

Адрес редакционной коллегии:

Украина, 83000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонНТУ, кафедра ТМ.
Тел.: (0622) 93-60-02, факс: (0622) 93-60-02
E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua
http://www.dgtu.donetsk.ua

ISBN 966-7907-04-X

© Донецкий национальный
технический университет, 2002 г.

ОПТИМАЛЬНЫЙ ПОДХОД К ПЛАНИРОВАНИЮ И УПРАВЛЕНИЮ ОРГАНИЗАЦИОННО-ТЕХНИЧЕСКИМИ РЕШЕНИЯМИ

Арутюнян И.А. (ЗГИА, г. Запорожье, Украина)

We offer a task of a choice of optimum structure of organization of technical development of firm to decide with the help of methods based on networks and columns. These methods have simplicity, availability of development, have a numerical method of the decision, that facilitates their automation at development and acceptance of the plan of organizational and technical development.

Переход страны к рыночной экономике с развитием различных форм собственности требует изменения подходов к оценке выработки и принятия организационно-технических решений (ОТР). Необходимым условием использования оптимального подхода к планированию и управлению (принципа оптимальности) является гибкость, альтернативность производственно-хозяйственных ситуаций, в условиях которых приходится принимать плано-управленческие условия.

Существующие подходы к решению задач развития производства отражают строго присущую плановой экономике схему в которой актуальные проблемы регионального производства включают комплекс задач не учитывающих вариантности, формализованы на разной математической и логической основе. Отсутствие единой системной методологии в выработке оптимальных ОТР (организационно-технические решения) на основе фундаментального принципа системотехники - максимизация доходов - снижает эффективность задач планирования развития производства. Использование предлагаемой ранее системы критериев и ограничений, с помощью которых определялось качество плано-экономического решения, способствовало согласованности хозяйственных интересов отдельных производственных организаций. На смену традиционным методам и сущности планирования развития и подготовки производства должна прийти альтернативная системотехническая разработка обоснований: договорная цена, продолжительность реализации, привлекаемые ресурсы и риск.

Целью работы является разработка моделей и методов выработки оптимальных организационно-технических решений в реализации задач планирования развития и подготовки производства.

Для оптимизации плана организационно-технического развития использован метод оптимального программирования с использованием пакета прикладных программ. Критерием оптимизационных расчетов служит при этом максимум годового экономического эффекта, получаемого в народном хозяйстве от внедрения всей совокупности мероприятий плана новой техники.

При всей сложности оценки ожидаемых результатов от разработки и

внедрения технических новшеств, особенно на начальных стадиях жизненного цикла, необходимы управленческие решения, которые позволили бы избегать ошибок при принятии решений, сводить до минимума отклонения фактических результатов от планируемых. Для этого - научный персонал, специалисты предприятий должны иметь полную информацию и методическую базу для научного и технико-экономического обоснования принимаемых решений в области инноваций.

Официально утвержденная в 1977г. "Методика определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений" при наличии ряда положений, которые не потеряли актуальности в настоящее время, содержит и такие, использование которых не отвечает современным требованиям экономического управления. Это относится, в первую очередь, к целесообразности использования в числе главного показателя годового экономического эффекта. Существенные изменения основных показателей не только в период освоения новой продукции, но и в процессе серийного изготовления требует учета результатов за весь период эксплуатации научно-технических результатов. Для современного управления инновационной деятельностью на всех уровнях требуется также применение более дифференцированного подхода к расчету цен на всех этапах жизненного цикла изделия, учету риска при определении социально-экономической эффективности, оценки результатов государственной финансовой поддержки и др.

Показатели социально-экономической эффективности

Социально-экономическая эффективность проектов характеризуется системой обобщающих и частных показателей.

К обобщающим показателям, единым для всех проектов, относятся:

1) парадоксальный дисконтированный экономический эффект (интегральный доход, дисконтированный, экономический эффект);

2) Чистый дисконтированный доход.

$$\text{ЧДД} = \sum_{i=1}^t (P_{ii} - Z_{ii}) \alpha_i,$$

где: P_{ii} - ожидаемый приток средств за i -ый шаг расчета (выручка от реализации), грн.;

Z_{ii} - затраты на производство и реализацию продукции за i -ый шаг расчета, грн.;

t - расчетный период (горизонт расчета), лет;

α_i - коэффициент дисконтирования.

3) Срок окупаемости.

Срок окупаемости может определяться от различного начального момента: от начала осуществления проекта, от даты ввода в действие первого пускового комплекса, от завершения периода освоения проектной мощности. Основным недостатком показателя срока окупаемости в том, что

он не учитывает весь эффективный период функционирования техники, поэтому в нем не отражается вся та отдача, которая имеет место за пределами срока окупаемости. Ориентация только на этот показатель в случаях с высоким уровнем эффективности и снижением ее в последующем может существенно исказить общую оценку эффективности в сторону необоснованного завышения. В этой связи данный показатель не может являться критерием выбора, а используется лишь в виде ограничения при принятии решения

4) Индекс доходности (индекс прибыльности, рентабельность, эффективность капитальных вложений).

Разрабатываемые проекты могут обеспечивать одинаковые размеры доходов, но при этом инвестиции для их реализации будут различны. Поэтому рассчитывается относительный показатель эффективности (доходности), характеризующий экономико, приходящуюся на одну грн вложений. Индекс доходности (ИД) рассчитывается по формуле:

$$\text{ИД} = \frac{1}{\sum_{i=1}^t K_{ii}} \sum_{i=1}^t (P_{ii} - Z_{ii}) \frac{1}{(1+E)^{t_i - t_p}},$$

где: ИД - индекс доходности, эффект, приходящийся на единицу инвестиций;

P_{ii} - ожидаемый приток средств за i -ый шаг расчета, грн.;

Z_{ii} - затраты на реализацию проекта без единовременных затрат и капитальных вложений за 1-ый шаг расчета, грн.;

t_i и t_p - порядковый номер соответственно 1-го шага расчета и расчетного года.

Если $\text{ИД} > E$, то это означает, что доходность (рентабельность) проекта превышает заранее выбранный норматив, проект устойчив, если он превышает 1,2. Индекс доходности, близкий к E , свидетельствует о невысокой устойчивости проекта к возможным колебаниям доходов и расходов, постановка на производство такой продукции сомнительна.

Переход к рыночным отношениям расширяет права и обязанности организации, что увеличивает возможности для проявления инициативы в выборе форм и средств повышения технического уровня производства.

В результате выполнения планов новой техники организация достигает роста качественных показателей - роста производительности труда, снижение себестоимости, что увеличивает прибыль. А также реализация объемов ОТР связана с привлечением дополнительных капитальных вложений, которые всегда ограничены.

$$L(x) = \sum_{i=1}^I (\Delta C_i - E_n \Delta K_i) \alpha_i X_i \rightarrow \max;$$

$$\begin{aligned}\sum_{i=1}^I \Delta C_i O_i X_i &\geq C_{\text{общ}}; \\ \sum_{i=1}^I \Delta Q_i O_i X_i &\geq Q_{\text{общ}}; \\ \sum_{i=1}^I \Delta K_i O_i X_i &\leq K_{\text{дон}}; \\ 0 &\leq X_i \leq 1,\end{aligned}$$

ΔC_i – экономия от снижения себестоимости на единицу измерения в результате внедрения i -го мероприятия; ΔK_i – капитальные вложения на единицу измерения при внедрении i -го мероприятия (дополнительного вложения); ΔQ_i – снижение затрат труда на единицу измерения в результате использования i -го мероприятия, ΔO_i – максимально возможный объем данного вида работ (на котором предполагается использовать i -е мероприятие); x_i – уровень использования i -го мероприятия в плане. [1] Поэтому при планировании технического развития неслучайным этапом работы является экономическое обоснование и определение решения по максимизации экономических результатов. При планировании технического развития на всех уровнях производства следует моделировать ситуации и оценивать степень риска принятых решений, что связано с необходимостью предвидеть перспективные направления и темпы технического развития.

При планировании технического развития неслучайным этапом работы является экономическое обоснование наиболее выгодного использования ресурсов и определяется решение, где максимизируется экономический результат. Поставленная задача в таком виде решается универсальным алгоритмом оптимального программирования. Имеющиеся трудности заключаются в приведении задачи к каноническому виду. При таких разносторонних ограничениях задача усложняется и ее решение становится проблематичным и для специалистов-математиков.

На определенной стадии познания кажущаяся непродолимость решения осуществляется путем упрощения объекта исследования. В модель входят основные факторы отражающие существо исследуемого объекта. Для этого нами предложено использовать новую архитектуру моделирования, состоящую из элементов теории графов (событие, операция, логические связи), которые позволяют на основе основных факторов производства компоновать моделирование структуры, отражающей существо исследуемого вопроса выбора оптимального состава организационно-технического развития.

Достоинство этого подхода заключается в том, что нет надобности приводить задачу к каноническому виду, имеется ясная физическая, экономическая и математическая интерпретирование задачи, рациональность решения может быть регулировано посредством агрегации и disaggregation

модели, что не нарушает адекватности информации. Проблема заключается в том, что задача формулируется как потоковая в сетях с ограниченной пропускной способностью и должна быть как одно-продуктовая. Поэтому необходимо все вводимые показатели, имеющие разную размерность свести к интегрированному одномерному показателю. Таким образом, задача выбора оптимальной структуры организационно-технического развития фирмы на сетях и графах обладает простотой, доступностью разработки, имеет численный метод решения, что облегчает ее автоматизацию при выработке и принятии плана организационно-технического развития.

Список литературы: 1. Павлов И. Д. Модели управления проектами: Учеб. пособие. – Запорожье.: ЗГИА, 1999. – 316 с. 2. Галкин И.Г., «Сборник задач по организации и планированию строительного производства». М.: «Высшая школа», 1985. – 240 с. 3. Бирман И.Я. «Оптимальное программирование». М.: «Экономика», 1968. – 232с. 4. Педан М.П. «Экономика строительства». М: Стройизд, 1987. – 575с. 5. Киевский В.Г. «Планирование технического развития строительства – на уровень новых задач». М., «Экономика строительства» №11. 1984, с8 – 12. 6. Тянь Р.Б. "Управление проектами". Днепропетровск, 2000р.

Статья поступила в редакцию 10.01.2002 г.

МЕТОДОЛОГІЯ ТА ТЕХНІКА КЕРУВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИМ РЕЖИМОМ ПРИ РОЗМІРНІЙ ОБРОБЦІ ЕЛЕКТРИЧНОЮ ДУГОЮ

Боков В.М., Сіса О.Ф., Великий П.М., Гросул І.А.
(КДТУ, м. Кіровоград, Україна)

We give an active control technique of the hydrodynamic flow process in electrode clearance under dimensional electric arc treatment. An original flowmeter design of the working liquid, having no-contact counter of infra-red ray signals is proposed.

Як відомо [1], при реалізації процесу високопродуктивної розмірної обробки металів електричною дугою (РОД – розмірна обробка дугою) електрична дуга горить в міжелектродному зазорі (МЕЗ) в потужному поперечному потоці робочої рідини, внаслідок чого дуга, порівняно із звичайною зварювальною, стискується як в геометричному плані (зменшується висота стовпа та площа поперечного перерізу дуги), так і в енергетичному плані (підвищується напруженість електричного поля та густина сили технологічного струму в дузі). Таким чином, підвищуючи рівень гідродинамічного тиску потоку в МЕЗ, можна підвищувати точність обробки за рахунок зменшення висоти стовпа дуги, а отже величини МЕЗ. При цьому якість обробленої поверхні підвищується за рахунок локалізації джерела

тепла, тобто шляхом зменшення площі поперечного перерізу дуги та часу її горіння на одному місці. Крім того, гідродинамічний потік інтенсивно та неперервно вилучає продукти ерозії з МЕЗ і тим самим забезпечує необхідні умови для неперервної РОД.

В роботі [2] пропонується кількісно характеризувати ступінь дії робочої рідини на електричну дугу таким фактором, як динамічний тиск потоку P_d . Па, який найбільш повно визначає гідродинамічний стан робочої рідини в МЕЗ

$$P_d = \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (1)$$

де ρ - густина робочої рідини, кг/м³;

V - швидкість потоку, м/с.

Але керувати безпосередньо динамічним тиском P_d не зручно, а активно керувати (тобто в процесі обробки) зовсім не можливо. Останнє пов'язано з тим, що фактор P_d - складний, так як залежить від інших факторів (2)

$$P_d = \frac{\rho \cdot Q^2}{2\omega^2} = \frac{\rho \cdot Q^2}{2\delta^2 B^2}, \quad (2)$$

де Q - витрата робочої рідини, кг/м³;

ω - площа перерізу каналу в МЕЗ, м²;

B - ширина каналу в МЕЗ, м.

На практиці кожен верстат для РОД використовує конкретну (одну) робочу рідину постійного складу ($\rho = \text{const}$), наприклад органічне середовище або технічну воду. За даними умовами гідродинамічний стан робочої рідини в МЕП для певного верстата буде достатньо повно визначати швидкість потоку V

$$V = \frac{Q}{\delta \cdot B}. \quad (3)$$

В цьому зв'язку пропонуємо здійснювати активне керування гідродинамічним режимом потоку в МЕЗ при РОД (тобто швидкістю потоку V в МЕЗ) шляхом керування двома факторами:

- статичним тиском робочої рідини на вході потоку в МЕЗ P_{cm} , що визначає його гідравлічний опір та легко вимірюється манометром, який вмонтовано в герметизовану камеру верстата;

- витратою робочої рідини через МЕЗ Q .

Комбінації даних факторів, за інших рівних умов, однозначно визначають величину схованого від безпосереднього спостереження МЕЗ δ . Вірогідність та можливість цієї концепції керування підтверджується отриманими автором Боковим В. М. [3, 4, 5] теоретичними залежностями $P_{cm} = f(Q, \dots, \delta)$ для різних галузей застосування процесу РОД, різних режимів РОД, різного складу робочої рідини та різних способів її прокачування крізь торцевий МЕЗ. Як показано в цих роботах, дані залежності задовільно

підтверджуються експериментом, а тому мають право на існування. З використанням даних залежностей є можливим розрахувати для певних початкових умов потрібне значення P_{cm} . Для цього необхідно задатися потрібними значеннями величини МЕЗ δ , що визначає точність обробки, та витрати робочої рідини Q , що разом з δ визначають потрібну швидкість потоку V в певній точці МЕЗ при заданому значенні ширини каналу B в МЕЗ (3), а отже якість обробленої поверхні.

Проблемним питанням реалізації запропонованої концепції керування гідродинамічним режимом потоку в МЕЗ при РОД є кількісний контроль витрати робочої рідини крізь міжелектродний проміжок (МЕП). Справа в тому, що сучасна промисловість не виготовляє витратоміри необхідних параметрів, які працюють під відносно великим тиском ($P_{cm} > 1$ МПа) в умовах непрозорої рідини та є чутливими до вимірювання відносно невеликих витрат, а спроба встановлення серійно випускаємих водомірів на дренажній магістралі, де незначний тиск ($P_{cm} \ll 0,1$ МПа), була негативною: продукти ерозії, що вилучалися з зони обробки разом із робочою рідиною, накопичувалися у внутрішній порожнині водоміра, внаслідок чого ротор-лічильник зупинявся.

В цьому зв'язку певний практичний інтерес має пропонуємих витратомір оригінальної конструкції з безконтактним лічильником інфрачервоних проміневих сигналів в невидимому спектрі випромінювання з довжиною хвилі $\lambda = 1,12$ мкм (рис. 1). Його виконано конструктивно в вигляді герметичного корпусу 1 з кришкою 2, в порожнині якого на відносно тонкій осі 3 змонтовано з можливістю вільного обертання легкий ротор 4 з лопатками 5. Ротор має вісім отворів діаметром 3 мм, що рівномірно розташовано по колу певного радіуса. В верхній частині корпусу 1 на одній горизонтальній осі з отвором діаметром 3 мм змонтовано два вікна 6, 7 та два тримача 8, 9. В порожнині тримача 8 розміщується електричний блок випромінювача інфрачервоних сигналів 10, а у порожнині тримача 9 - електричний блок фотореєстратора 11 імпульсів. Робоча рідина під технологічним тиском (до $P_{cm} = 3,5$ МПа) подається до корпусу 1 крізь вхідний патрубок 12 тангенціально відносно ротора 4, а вилучається - крізь вихідний патрубок 13. Лопатки 5 ротора 4 під дією динамічного тиску рідини рухаються разом з нею, чим забезпечується обертання ротора. Коли вісь одного з восьми отворів діаметром 3 мм співпадає з віссю системи "випромінювач - лічильник", промінь випромінювача проходить крізь даний отвір, а фотореєстратор сприймає та перетворює сигнал в логічну одиницю, яка дорівнює витраті робочої рідини 0,01 л. Результат лічення відбивається на цифровому індикаторі в двох варіантах. Перший варіант відповідає витраті рідини в хвилину (л/хв), а другий - сумарної витраті в літрах.

Принцип дії електричної частини витратоміра засновано на вимірюванні числа вхідних імпульсів протягом певного інтервалу часу (рис. 2). Сигнал від оптопар 1 (випромінювача та фотореєстратора) подається на

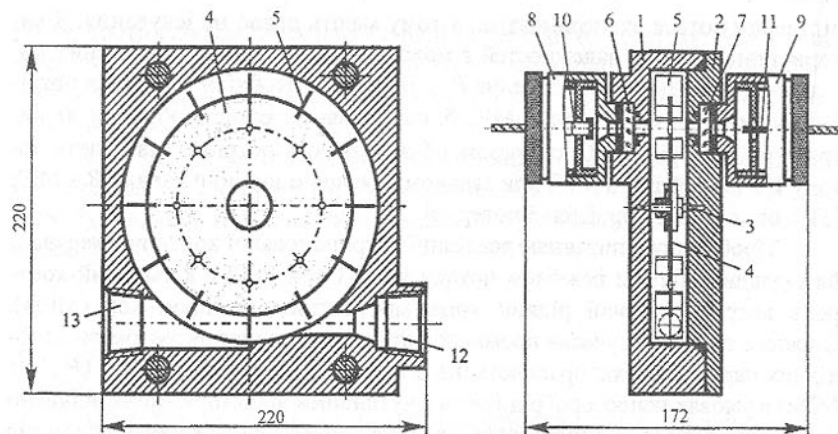


Рис. 1. Витратомір з лічильником інфрачервоних (ІЧ) проміневих сигналів (механічна частина):

- | | |
|--------------|---|
| 1 - корпус; | 6, 7 - вікна; |
| 2 - кришка; | 8, 9 - тримачі; |
| 3 - вісь; | 10 - блок випромінювача ІЧ-сигналів; |
| 4 - ротор; | 11 - фотореєстратор імпульсів; |
| 5 - лопатки; | 12, 13 - відповідно, вхідний та вихідний патрубки |

вхід формувача імпульсної напруги 2 та далі до дільників частоти 3, 6. З дільника частоти 3 імпульси подаються до лічильника 4, який рахує їх кількість та випрацьовує сигнали, що керують роботою індикатора 5. Останній відбиває витрату рідини (л). З дільника 6 імпульси надходять до електронного ключа 7. На другий вхід електронного ключа з керуючого пристрою 9 поступають імпульси зразкової частоти з генератора 8. Вони підтримують ключ у відкритому стані в кожному циклі протягом однієї секунди. На вході ключа формуються групи імпульсів та подаються на вхід лічильника 10. Одночасно з цим електронний ключ випрацьовує сигнали, що керують роботою індикатора 11. Останній показує інтенсивність потоку рідини (л/с). Логічний стан лічильника після кожного закриття ключа відбиває цифровий індикатор протягом інтервалу часу, що дорівнює одній секунді. Цей час встановлюється керуючим пристроєм 9. Саме він формує імпульси обнуління лічильника в кінці часу показання індикації, а точні інтервали часу випрацьовує кварцевий генератор зразкової частоти 8.

Таким чином, пропонується витратомір з лічильником інфрачервоних проміневих сигналів здійснює безконтактний облік витрати робочої рідини (відсутня механічна передача між ротором та лічильником), працює під тиском на відносно чистій (нагнітаюча магістраль) прозорій та непрозорій рідині, що разом забезпечує надійність роботи та великий діапазон чутливості вимірювання витрати рідини.

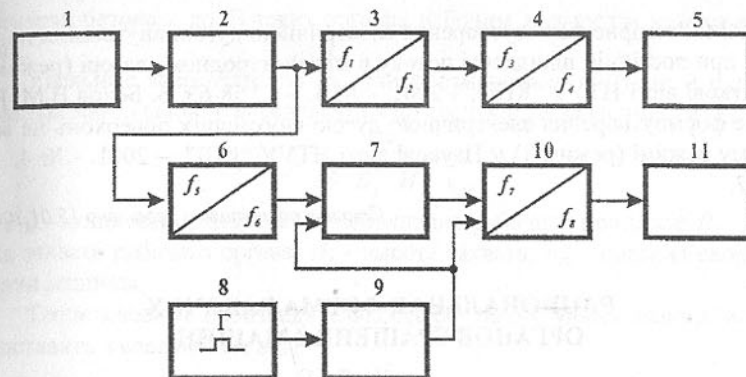


Рис. 2. Структурна блок-схема електричної частини витратоміра:
1 – оптопара; 5, 11 – цифрові індикатори;
2 – формувач імпульсної напруги; 7 – електронний ключ;
3, 6 – дільники частоти; 8 – генератор імпульсів;
4, 10 – лічильники імпульсів; 9 – керуючий пристрій

Слід відмітити, що електричні сигнали витратоміру даної конструкції можуть бути використані в датчиках системи автоматичного керування гідродинамічним режимом потоку в МЕП, зокрема для підтримання на певному рівні витрати робочої рідини крізь МЕП. Останнє дозволить програмувати гідродинамічний режим за технологічним циклом виготовлення деталей способом РОД.

Виконані теоретично-прикладні дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

- наведено методику активного керування гідродинамічним режимом потоку в МЕЗ при РОД шляхом одночасного керування двома факторами: статичним тиском робочої рідини на вході в МЕЗ та її витратою;
- запропоновано та реалізовано оригінальну конструкцію витратоміру робочої рідини з безконтактним лічильником інфрачервоних проміневих сигналів, що забезпечує надійність роботи при використанні непрозорій рідини та поширює діапазон чутливості вимірювання витрати.

Список літератури: 1. Носуленко В.И., Мещеряков Г. Н. Размерная обработка металлов электрической дугой // Электронная обработка материалов. – 1981. – № 1. – С.19-23. 2. Носуленко В.И. Розмірна обробка металів електричною дугою: Автореф. дис...д-ра техн.наук: 05.03.07/ НТУУ “КПІ”. – Київ, 1999. – 36 с. 3. Боков В.М. Гидродинамика размерного формообразования электрической дугой внутренних поверхностей при постоянном межэлектродном зазоре (режим 1) // Збірник наукових праць КДТУ /техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація./ - Вип. 7. – Кіровоград: КДТУ, 2000. – С.159-169. 4. Бо-

ков В.М. Розмірне формоутворення електричною дугою внутрішніх поверхонь при постійній швидкості потоку в міжелектродному зазорі (режим 2) // Наукові вісті НТУУ "КПІ". - 2001. - № 3. - С. 58-63. 5. Боков В.М. Розмірне формоутворення електричною дугою внутрішніх поверхонь на жорсткому режимі (режим 3) // Наукові вісті НТУУ "КПІ". - 2001. - № 4. - С. 60-67.

Стаття поступила в редакцію 15.01.2002 г.

РАЦИОНАЛЬНАЯ ФОРМА РАБОЧИХ ОРГАНОВ ВРАЩЕНИЯ МАШИН

Болтян А.В., Горобец И.А., Голубов Н.В., Шевела Д.И.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The important problem is the heightening of productivity of machines. It is possible to achieve at the expense of a choice of the rational shape of working surfaces. The optimum shape of a vane of a clearing combine is the equiangular spiral.

В настоящее время остро стоит вопрос повышения конкурентоспособности продукции машиностроительных предприятий Украины. Одним из путей достижения этой цели является повышение производительности выпускаемых машин.

Для конструктора машин весьма важно обеспечение в первую очередь максимально возможной теоретической производительности.

Теоретическая производительность – основной показатель технического уровня оборудования. По теоретической производительности осуществляется технологическая привязка систем машин.

Другой важной характеристикой технического уровня машин является удельная энергоёмкость рабочего процесса. Этот показатель особенно актуален в условиях сложившейся в Украине дороговизны энергоносителей.

Работа машины с максимальной производительностью и минимальными удельными энергозатратами на выполнение рабочего процесса обеспечивается в первую очередь выбором ее рациональных конструктивных и режимных параметров.

В частности повышение производительности может быть достигнуто за счет определения рациональной формы рабочих поверхностей исполнительных органов.

В машинах, транспортирующих сыпучие и пульпообразные материалы, часто рабочие органы выполнены в виде барабанов, вращающихся относительно своей оси, например, барабаны исполнительных органов очистных комбайнов, барабаны для погрузки зерна и других сыпучих тел,

смесители бетона и др. В таких органах рабочим элементом являются лопатки.

Удельные энергозатраты на транспортирование сыпучих и пульпообразных материалов W определяются по следующей зависимости [1]

$$W = \frac{P_{\text{дв}}}{60 \cdot B_z \cdot H_z \cdot v_{\text{ср}}},$$

где $P_{\text{дв}}$ – мощность двигателя на выполнение рабочего процесса; B_z – ширина захвата рабочего органа; H_z – высота захвата; $v_{\text{ср}}$ – средняя скорость подачи машины.

Теоретическую производительность Q_T такого класса машин, можно представить в следующем виде

$$Q_T = B_z \cdot H_z \cdot \gamma \cdot v_{\text{ср}},$$

где γ – плотность транспортируемого материала.

Анализ приведенных зависимостей позволяет сделать вывод, что теоретическая производительность и удельные энергозатраты зависят как от конструктивных параметров (B_z , H_z), так и от режимных ($v_{\text{ср}}$).

Увеличение ширины и высоты захвата рабочего органа зачастую ограничиваться габаритами рабочего пространства. Более перспективным направлением повышения производительности является увеличение скорости подачи машины.

В [2] рассмотрена взаимосвязь между скоростью перемещения машины, ее производительностью и усилиями формирующимися на лопатках. Обоснована прямая пропорциональная зависимость скорости перемещения машины от усилий формирующихся на лопатках рабочего органа. Экспериментально установлена прямая зависимость усилий формирующихся на лопатках рабочего органа от скорости перемещения частиц транспортируемого материала по лопатке.

Для конструктора, проектирующего вращающиеся рабочие органы для сыпучих и пульпообразных материалов, является важным вопрос выбора рациональной формы лопаток, обеспечивающей наибольшую производительность.

Часто одним из условий выбора формы лопаток является обеспечение постоянства угла между вектором окружной скорости частицы, находящейся на лопатке, к касательной к лопатке в данной точке, рис. 1.

Рассмотрим частицу, находящуюся на лопатке в т. М с координатами (х, у) в принятой системе координат XOY. Окружная скорость данной частицы – v , а вектор скорости расположен к оси OX под углом $\arctg \frac{y}{x}$. Касательная (l) к лопатке, описываемой уравнением L, имеет угол наклона $\arctg \frac{y}{x}$ к оси OY.

Тогда можно записать, что

или

$$\operatorname{arctg} \frac{y}{x} + \alpha + \operatorname{arctg} y' = \frac{\pi}{2},$$

$$\frac{\frac{y}{x} - y'}{1 + \frac{y}{x} y'} = \operatorname{ctg} \alpha.$$

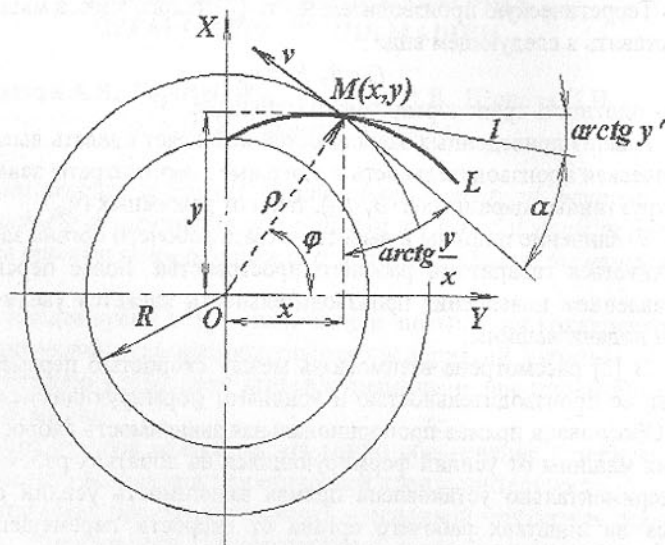


Рис. 1. К определению рациональной формы лопатки

Обозначив $\operatorname{ctg} \alpha = a$ после некоторых преобразований получим:

$$y'(ay + x) = y - ax$$

или

$$y' = \frac{y - ax}{ay + x}$$

Сделаем замену переменных и положив

$$y = ux,$$

где u - функция от x .

Тогда

$$u'x + u = \frac{ux - ax}{a ux + x}$$

После преобразования получим

$$u'x = \frac{-a^2 u^2 - a}{au + 1}$$

Приняв во внимание что $u' = \frac{du}{dx}$ приведем уравнение к следующему виду

$$-\frac{u}{u^2 + 1} du - \frac{1}{a} \cdot \frac{du}{u^2 + 1} = \frac{dx}{x}$$

Проинтегрируем полученное уравнение

$$xc = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1} \cdot e^{\frac{1}{a} \operatorname{arctg} u}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{y}{x}\right)^2 + 1} \cdot e^{\frac{1}{a} \operatorname{arctg} \frac{y}{x}}}.$$

Постоянную интегрирования с находим из начальных условий

$$y(0) = R$$

где R - радиус ступицы барабана.

Получим

$$c = \frac{1}{R \cdot e^{0,5\pi a}}$$

Следовательно

$$R \cdot \exp(0,5\pi a) = \sqrt{x^2 + y^2} \exp\left(\frac{1}{a} \operatorname{arctg} \frac{y}{x}\right)$$

В полярных координатах эта зависимость примет вид

$$R \cdot \exp(0,5\pi a) = \rho \cdot \exp(0,5\pi \varphi)$$

где ρ - текущий радиус лопатки; φ - угол поворота исполнительного органа

Текущий радиус лопатки определяется зависимостью

$$\rho = R \cdot \exp\left(\frac{\pi - 2\varphi}{2a}\right), \quad a = \operatorname{ctg} \alpha.$$

Анализ полученной зависимости позволяет сделать вывод о том, что постоянство угла наклона вектора наружной скорости частицы к касательной лопатки барабана можно обеспечить за счет выполнения лопатки в виде логарифмической спирали.

В частности такое решение можно реализовать в конструкции барабанов, исполнительных органах с вертикальной осью вращения очистных комбайнов, например КА-80 [1]. При этом, с целью повышения погрузочной способности барабана за счет устранения заклинивания выгружаемого угля значение угла α рекомендуется принять равным значению угла трения угля о лопатку. В этом случае аналитическая зависимость, описывающая форму лопатки, будет иметь вид

$$\rho = R \cdot \exp(k\varphi)$$

где k - поправочный коэффициент.

Для выполнения выше указанного условия значение коэффициента k

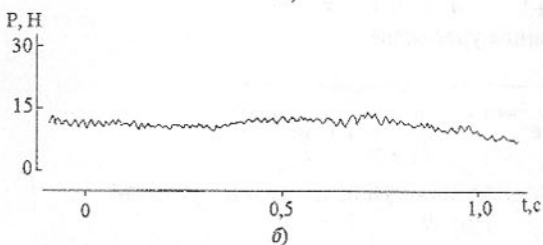
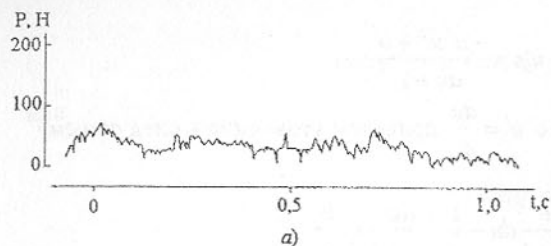


Рис. 2. Фрагменты осциллограмм усилий давления угля при его выгрузке барабаном комбайна КА-80 с радиальной (а) и криволинейной (б) лопатками. (частота вращения барабана 60 мин⁻¹, скорость подачи комбайна 3,7 м/мин)

ях модернизированного барабанного исполнительного органа с криволинейными лопатками позволили зафиксировать резкое, в 3-4 раза, падение усилия. Фактическое его значение составило 15 Н.

Кроме того, по результатам испытаний комбайна КА-80, оснащенного модернизированным исполнительным органом с криволинейными лопатками, на углецементном блоке в условиях завода «Эксперимент» установлено, что применение измененных лопаток в конструкции барабана позволило повысить, примерно на 15%, скорость перемещения комбайна, а следовательно, и теоретическую (минутную), производительность комбайна.

Список литературы: 1. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов: Учебник для вузов/ Малеев Г.В., Гуляев В.Г. Бойко Н.Г. и др. – М.: Недра, 1988.- 344с. 2. Формирование давлений на лопастях барабана с вертикальной осью вращения при погрузке угля очистным комбайном / Н.Г.Бойко, А.В.Болтян, Горобец И.А., Нечепав В.Г. «Механизация горных работ на угольных шахтах» – Тула: Меж. вуз. сб. 1985. – 46с. с. 14-15. 3. А.с. 1743254 СССР, МКИ Е21с 25/06. Исполнительный орган горного комбайна / Н.Г.Бойко, А.В.Болтян, В.Г.Шевцов, В.Г. Нечепав, И.А.Горобец. - №4151853/03; Заявлено 25.11.86; Решение о выдаче а.с. от 27.01.88.

Статья поступила в редакцию 17.01.2002 г.

ЗАЩИТА ОБЪЕКТОВ ОТ ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПЛАСТИЧЕСКИХ СВЯЗЕЙ

Бохонский А.И., Исаев А.В., Исаева Е.В.
(СевНТУ, СВМИ, г. Севастополь, Украина)

The vibrations of a system working with plasticity brace in tension in plasticity stage are reviewed.

Средства защиты наиболее ответственных объектов техники при динамических нагрузках большой интенсивности (взрывы, удары, землетрясения) должны обеспечивать эффективное снижение ускорений до величин, которые не приводят к выходу объектов из строя.

Исследованию поведения объектов при взрывах и ударах посвящены работы [1, 2]. В [1] показано, что при взрывах ударная волна сообщает объекту начальную скорость, которая вычисляется $V_0 = \frac{F_0 \cdot \tau}{m}$, где F_0 - силовое воздействие ударной волны; τ - продолжительность ударного импульса; m - масса объекта.

Одна из моделей расчета на действие взрывной волны приведена в [3]. Достаточно полно динамика упругопластических балок исследована в [4]. Известны многочисленные работы по исследованию динамики упругопластических и жесткопластических систем при сейсмических воздействиях, но в данной статье их обзор опускается.

Модели расчета упругого подвеса объекта как абсолютно твердого тела реализованы в виде комплекса программ VIBRO [5]. Современное математическое обеспечение ЭВМ позволяет эффективно исследовать колебания сложных нелинейных систем при динамических нагрузках большой интенсивности, когда материал конструкции работает за пределами упругости.

Пластические свойства материала могут эффективно использоваться в системах нетрадиционной защиты объектов от интенсивных воздействий. Пример использования жесткопластических односторонних связей в системе защиты изображены на рисунке 1. Для данной схемы зависимость «перемещение - сила» изображена на рисунке 2. Жесткопластические связи поочередно подвержены растяжению, причем после каждого растяжения порог их срабатывания (в виду появления остаточного удлинения) возрастает.

Дифференциальное уравнение движения объекта при произвольном воздействии имеет вид:

$$m \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = Q(x) + F(t), \quad (1)$$

где m - масса объекта; x - координата, определяющая положение объекта в

произвольный момент времени; $Q(x)$ - функция, характеризующая свойства упругой и жесткопластической связей; $F(t)$ - внешнее воздействие. Для $Q(x)$ при одновременной работе упругой и жесткопластической связей справедливо:

$$Q(x) = -kx - Q_0 \operatorname{sgn} \dot{x}, \quad (2)$$

где k - коэффициент жесткости упругой связи (например, обычного амортизатора); Q_0 - предельное пластическое сопротивление жесткопластической связи; $\dot{x}$ - скорость объекта.

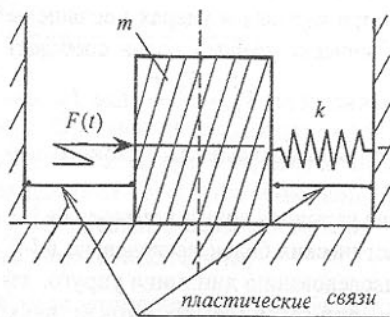


Рис. 1. Схема объекта

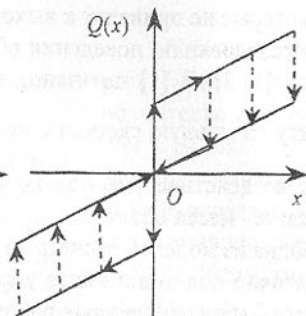


Рис. 2. График "перемещение-сила"

После появления остаточных деформаций связей дальше они включаются в работу только при перемещении, которое превышает возникшие ранее остаточные перемещения. Для контроля этого явления вводятся дополнительные переменные y_1 и y_2 , величины которых изменяются в процессе деформирования связей. В начальный момент времени, если нет дополнительного зазора (люфта) для включения жесткопластических связей, то $y_1 = y_2 = 0$. По существу на функцию $Q(x)$ накладываются дополнительные ограничения по x , которые должны проверяться в каждом шаге численного интегрирования (1). Ограничения, отражающие кусочно-линейный характер функции $Q(x)$, имеют вид:

$$\begin{aligned} Q(x) &= -kx; \text{ если } x(t) \geq y_1 \text{ и } \dot{x} > 0, \text{ то } Q(x) = -kx - Q_0; y_1 = x(t); \\ \text{если } x \leq -y_2 \text{ и } \dot{x} < 0, \text{ то } Q(x) &= -kx + Q_0; y_2 = x(t). \end{aligned} \quad (3)$$

Блок - схема процедуры реализации условий (3) в каждом шаге численного интегрирования уравнения (1) изображена на рисунке 3.

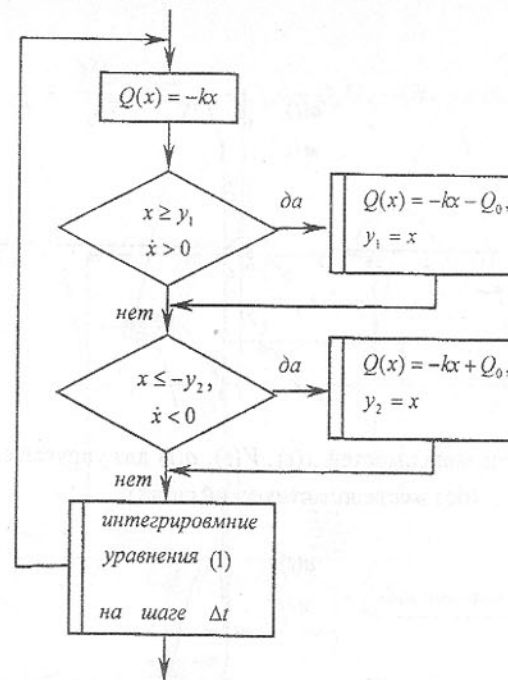


Рис. 3. Процедура реализации условий (3) при интегрировании уравнения (1)

Численное интегрирование дифференциального уравнения (1) выполнено методом Рунге-Кутты IV порядка с использованием пакета Maple V. Исходные данные: $k = 1,2 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $Q_0 = 10^4 \text{ Н}$; $y_1 = y_2 = 0,01 \text{ м}$; $F(t) = 0$. Использовались начальные условия: при $t = 0$, $x(0) = 0$, $\dot{x}(0) = V_0 = 16,2 \text{ м/с}$. Ниже приводится программа расчета. Результаты вычислений изображены на рисунках 4, 5.

```
restart: Программа численного интегрирования уравнения (1)
with(plots):
k:=1.2*10^3:Q0:=10^4:m:=100:y1:=0.01:y2:=0.01:
om:=sqrt(k/m):oml:=k/m:
sys:=diff(x1(t),t)=x2(t),diff(x2(t),t)=evalf(-oml*x1(t)+Q/m):Q:=0:
Q:=piecewise((x1(t)<=-y2 and x2(t)<0,Q0,x1(t)=-y2)):
Q:=piecewise((x1(t)>=y1 and x2(t)>0,-Q0,x1(t)=y1)):
fons:={x1(t),x2(t)}:
nc:=(x1(0)=0,x2(0)=16.2):
p:=dsolve({sys,nc},fons,type=numeric):
odeplot(p,[t,sys],0..3,numpoints=100):
odeplot(p,[[t,x1(t)],[t,x2(t)]],0..3,numpoints=100):
odeplot(p,[x1(t),x2(t)],0..3,numpoints=100):
```

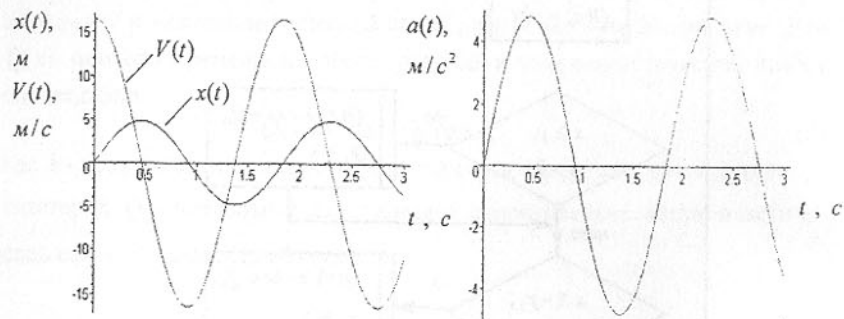



Рис. 4. Графики зависимостей $x(t)$, $V(t)$, $a(t)$ для упругой связи (без жесткопластической связи)

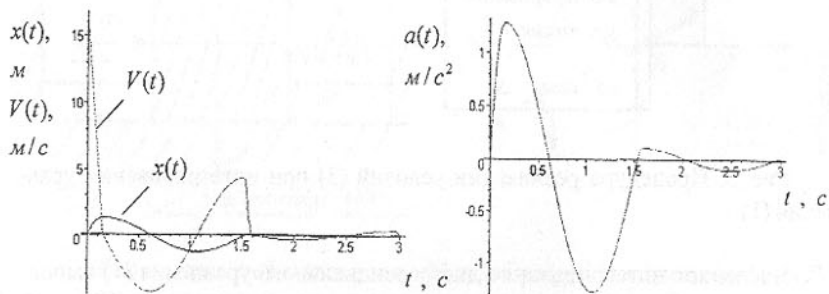


Рис. 5. Графики зависимостей $x(t)$, $V(t)$, $a(t)$ для системы с жесткопластической связью

Как следует из графиков, в системе с пластической связью существенно снижаются ускорения в связи с включением в работу связей. Таким образом, при проектировании систем защиты объектов от динамических нагрузок большой интенсивности целесообразно использовать пластические связи, которые обеспечивают интенсивное демпфирование колебаний объекта.

Алгоритм исследования колебаний объекта как абсолютно твердого тела с упругопластической связью иллюстрируется на частном случае плоского движения твердого тела [5]. Дифференциальные уравнения относительного движения центра масс объекта (рис. 6) имеют вид:

$$m \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + C_v v + C_{vx} \Theta_x + Q = -m \ddot{\xi}_y, \quad m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + C_w w + C_{wx} \Theta_x = -m \ddot{\xi}_z,$$

$$I_x \frac{\partial^2 \Theta_x}{\partial t^2} + C_{wx} w + C_{vx} v + D_x \Theta_x + Q z_* = -B_x,$$

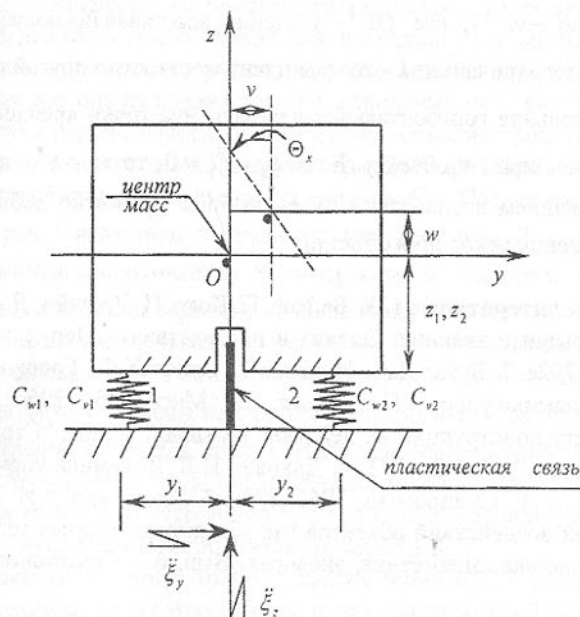


Рис. 6. Плоскопараллельное движение объекта

где $D_x = \sum_{i=1}^2 (C_{wi} y_i^2 + C_{vi} z_i^2)$; $C_v = \sum_{i=1}^2 C_{vi}$; $C_w = \sum_{i=1}^2 C_{wi}$; $C_{vx} = -\sum_{i=1}^2 C_{vi} z_i$;

$C_{wx} = \sum_{i=1}^2 C_{wi} y_i$; m - масса объекта; I_x - физический момент инерции относительно оси x ; v, w - перемещения центра масс вдоль осей y и z ; Θ_x - угол поворота относительно оси x , проходящей через центр масс объекта;

$C_v, C_w, C_{vx}, C_{wx}, D_x$ - обобщенные коэффициенты жесткости упругих связей (амортизаторов); $\ddot{\xi}_y, \ddot{\xi}_z$ - переносные ускорения основания вдоль осей y и z ; $B_x = I_x (\frac{\ddot{\xi}_y}{z_*} + \frac{\ddot{\xi}_z}{y_*})$ - главный момент сил инерции в переносном вращательном движении; $z_1 = z_2 = z_*$, $y_1 = y_2 = y_*$ - координаты амортизаторов; Q - восстанавливающая сила дополнительной упругопластической связи. С целью дальнейшего упрощения используем одну упругопластическую связь, которая работает только на изгиб с предельной величиной восстанавливающей силы Q_0 . Тогда в каждом шаге численного интегрирования системы (4) должны проверяться условия: если $Q \geq Q_0$, то $Q = +Q_0$;

если $Q \leq Q_0$, то $Q = -Q_0$.

Величина Q непрерывно вычисляется по формуле: $Q = Q^{j-1} + k(v_*^j - v_*^{j-1})$, где Q^{j-1} - значение восстанавливающей силы в $j-1$ шаге интегрирования; k - коэффициент жесткости упругой связи; v_*^j , v_*^{j-1} - относительное горизонтальное перемещение точки крепления упругопластической связи к объекту. Если $\ddot{\xi}_x = \ddot{\xi}_y = 0$, то $v_*^j = v^j + z_* \Theta_x^j$. При известном внешнем воздействии путем выбора Q_0 можно добиться требуемого снижения ускорения объекта.

Список литературы: 1. У. Бейкер, П. Кокс, П. Уэстайн, Д. Кулеш, Р. Стрелу. Взрывные явления. Оценка и последствия. - Пер. с англ. - М.: Мир, 1986. - 702с. 2. Зукас Д.А., Николас Т., Свифт Х.Ф., Грешук Л.Б., Курран Д.Р. Динамика удара. - Пер. с англ. - М.: Мир, 1985. - 296с. 3. Гвоздев А.А. К расчету конструкций на действие взрывной волны. "Строительная промышленность", № 1-2, 1943. 4. Дикович И.Л. Динамика упругопластических балок. - Л.: Судпромгиз, 1962.-292с. 5. Бохонский А.И. Защита от динамических воздействий объектов как абсолютно твердых тел. Вестник СевГТУ. Механика, энергетика, экология. Вып. 6. - Севастополь. - 1997. с.7-14.

Статья поступила в редакцию 16.01.2002 г.

ТРИБОТЕМПЕРАТУРНЫЙ ЭФФЕКТ В УСЛОВИЯХ ГРАНИЧНОГО ТРЕНИЯ

Бутенко В.И. (ТРТУ, г. Таганрог, Россия)

There was found dependence of thermoelectromotive, appearing in the zone of tribocontact, on temperature of friction assembly exploitation. There were also determined the directions of increasing of prebifurcation period duration in tribosystem at high temperatures.

Известно, что многие трибосистемы эксплуатируются не только при высоких значениях параметра $p \cdot V_{ск}$, но и при достаточно высоких температурах, существенно изменяющих продолжительность и характер предбифуркационного периода, момент и интенсивность бифуркационного всплеска, продолжительность послебифуркационного периода и характер процесса самоорганизации материалов. Предварительными исследованиями на машине торцевого трения [1] было установлено, что температура в зоне трибоконтакта оказывает различное влияние на термоЭДС в зависимости от материалов трибосопрежений. В связи с этим были проведены

сравнительные исследования поведения материалов трибосистем в условиях граничного трения при различных температурах эксплуатации. Было разработано специальное устройство (рис.1), позволяющее одновременно исследовать две пары трибосопрежений, находящихся в одинаковых условиях функционирования. Устройство для определения термоЭДС в трибосопрежениях состоит из подвижного 1 и неподвижного 2 диэлектрических блоков с двумя парами пластинок 3 из исследуемых материалов. Величина возникающего в зонах трибоконтакта термоЭДС фиксировалась при помощи милливольтметров 4, имеющих емкость C_V . Последовательно милливольтметрам 4 включены переменные сопротивления R_1 и параллельно им - переменные сопротивления R_2 и переменные емкости C , которые используются для наладки верхнего предела измерения милливольтметров 4 и для отлаживания импульсов их показаний. При помощи сопротивлений R_1 и R_2 , которые влияют на скорости загрузки и разрядки емкостей C и C_V , настраиваются пределы измерения милливольтметров 4 для синхронного определения термоЭДС в двух парах трибосопрежений. Температурный режим функционирования исследуемых трибосопрежений создавался за счет нагревательного устройства 5, а при помощи осциллографа 6 записывалась возникающая в трибоконтактах термоЭДС $\bar{e}$.

Возникающая в зонах трибоконтактов термоЭДС $\bar{e}$ создает определенный потенциал между точками «а» и «б» измерительной схемы устройства (рис.1), величина которого теоретически может быть вычислена по формуле [2]

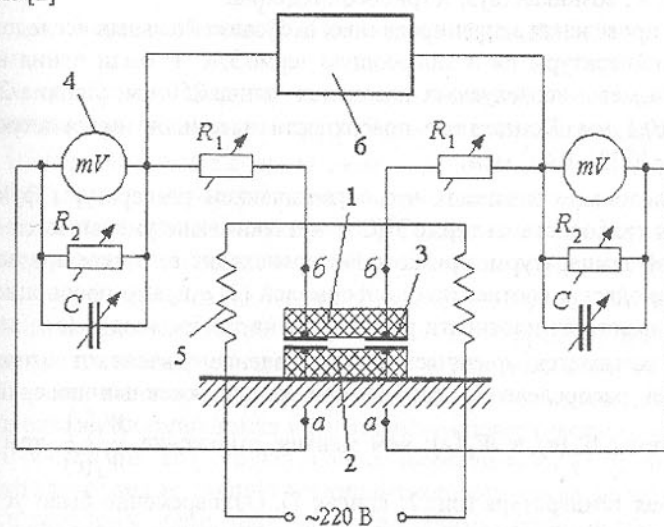


Рис. 1. Схема устройства для проведения сравнительных исследований трибосопрежений в различных температурных режимах

$$U_{аб} = \frac{K_p}{m} N \cdot V_{ск} \cdot S_a \cdot q \cdot R_c, \quad (1)$$

где K_p - коэффициент равномерности распределения трибофонов на поверхности трибосопряжения;

m - количество исследуемых пар токопроводящих пластинок;

N - количество трибофонов на поверхности трибосопряжения;

S_a - фактическая площадь контакта поверхностей исследуемых пластинок;

q - средний заряд единичного трибофона.

Если принять за плотность распределения трибофонов на поверхности величину $(e) = q \frac{N}{S_a}$, то формула (1) примет следующий вид:

$$U_{аб} = \frac{K_p}{m} W(e) \cdot V_{ск} \cdot R_c. \quad (2)$$

В точках «а» величина потенциала может изменяться от $(U_{аб})_{\max}$ до нуля (при выходе исследуемых пластин из соприкосновения), исходя из формулы [2]

$$U_a = U_{аб} \frac{R_2}{R_1 + R_2} \left(1 - \exp \left(- \frac{R_1 + R_2}{R_1 \cdot R_2 (C + C_V)} \right) \right). \quad (3)$$

В общем случае величина потенциала U_a может быть принята за термоЭДС $\bar{e}$, возникающую в трибосопряжении.

Для проведения запланированных экспериментальных исследований влияния температуры на возникающую термоЭДС $\bar{e}$ были приняты следующие размеры исследуемых пластинок: длина 250 мм, ширина 20 мм, высота $5 \pm 0,1$ мм. Контактные поверхности пластинок имели шероховатость $R_a = (0,32 - 0,40)$ мкм.

Исследования показали, что с увеличением температуры функционирования трибосистемы термоЭДС $\bar{e}$ незначительно уменьшается до определенной температуры, при которой происходит ее резкое возрастание (рис.2), находясь в соответствии с формулой (2) в прямо пропорциональной зависимости от плотности распределения трибофонов (e) . Эта температура называется критической. Ее значение зависит от отношения плотностей распределения трибофонов на сопряженных поверхностях трибосистемы $W_1(e)$ и $W_2(e)$; чем меньше отношение $\frac{W_1(e)}{W_2(e)}$, тем выше

критическая температура (рис.2, кривая 1). Одновременно было установлено, что для одной и той же пары трения критическая температура постоянна (рис.3), а величина возникающей термоЭДС $\bar{e}$ зависит от параметра

$p \cdot V_{ск}$, определяющего нагрузочно-скоростной режим функционирования трибосистемы.

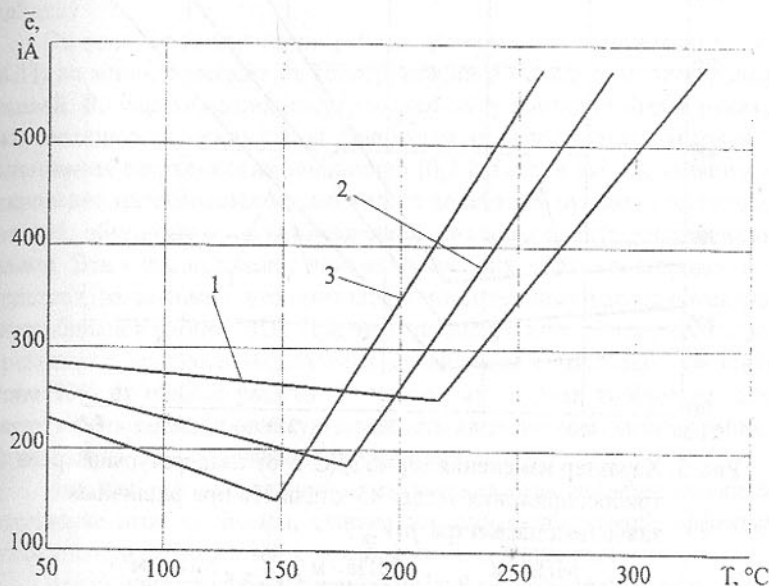


Рис. 2. Характер изменения термоЭДС $\bar{e}$ различных трибосистем

$(p \cdot V_{ск} = 3,0 \frac{\text{МПа} \cdot \text{м}}{\text{с}})$: 1-«сталь 45-сталь Р6М5»;
2-«сталь 45-сталь 20ХН»; 3-«сталь 45-медь М1»

Таким образом, каждому сочетанию материалов трибосопряжения при заданных значениях параметра $p \cdot V_{ск}$ в условиях нагревания соответствует температура, выше которой имеет место резкое увеличение термоЭДС. В результате сокращается предбифуркационный период, а бифуркационный всплеск происходит при более низких значениях параметра функционирования трибосистемы $p \cdot V_{ск}$. По-видимому, существует определенный ряд материалов, их сочетаний и способов обработки, благодаря которым возможно увеличение продолжительности предбифуркационного периода функционирования трибосистемы в условиях высоких температур. Выполненные теоретико-экспериментальные исследования нелинейности процессов формирования и изнашивания поверхностного слоя детали с точки зрения его структурной самоорганизации [3-5] открывают принципиально новые эксплуатационно-технологические направления в решении проблемы повышения работоспособности трибосистем, эксплуатируемых в условиях высоких значений температур и параметра $p \cdot V_{ск}$.

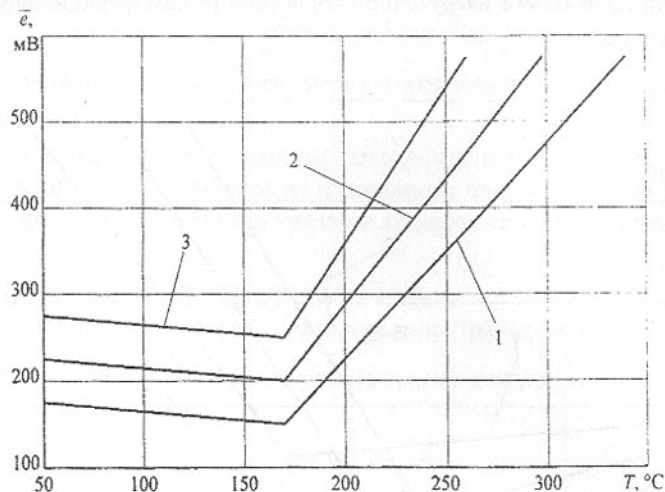


Рис. 3. Характер изменения термоЭДС $\bar{E}$ от температуры нагрева трибосопряжения «сталь 45–сталь 45» при различных значениях параметра $p \cdot V_{ck}$:

$$1 - 2,5 \frac{\text{МПа} \cdot \text{м}}{\text{с}}; 2 - 3,0 \frac{\text{МПа} \cdot \text{м}}{\text{с}}; 3 - 3,5 \frac{\text{МПа} \cdot \text{м}}{\text{с}}$$

Список литературы: 1. Дробот С.Н., Бутенко В.И., Малунин А.Д., Новохатский М.В. Динамометр для измерения моментов трения //Труды Новочеркасского политехн. ин-та. Т. 309. –Новочеркасск, 1975. –С.56-59. 2. Бессонов Л.А. Теоретические основы электротехники. Электрические цепи. –М.: Высшая школа, 1978. –528 с. 3. Бутенко В.И. Формирование и изнашивание поверхностного слоя детали. –Таганрог: Изд-во ТРТУ, 1999. –193 с. 4. Бутенко В.И. Структурная самоорганизация материала поверхностного слоя обработанной детали. –Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2000. –168 с. 5. Бутенко В.И. Нелинейность процессов при обработке металлов резанием. –Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2001. –224 с.

Статья поступила в редакцию 04.01.2002 г.

БАЛАНСИРНЫЙ ЭЛЕКТРОДОДЕРЖАТЕЛЬ ДУГОВОЙ ЭЛЕКТРОПЕЧИ

Власов А.А., Жук А.Я., Коваль Н.В., Тищенко П.И.
(ЗГИА, ДонНТУ, г. Запорожье, г. Донецк, Украина)

The essentially new construction of a welding rod holder of arc steel furnaces is designed, which one as against known welding rod holders represents a bal-

anced system capable simultaneously to damp oscillations in three directions (in horizontal and vertical planes, and also at deviations a welding rod from a vertical axis).

Степень эффективности работы дуговых сталеплавильных печей (ДСП) во многом зависит от конструктивного исполнения электрододержателей. В существующих конструкциях по традиции стойка и рукав жестко соединяются между собой. Основным их недостатком в условиях использования сверхвысоких мощностей (0,7 МВА/т и выше), является возникновение интенсивных механических колебаний рукавов электрододержателей, обусловленных возбуждением фаз печи электродинамическими силами. Эти силы вызывают динамическое нагружение электродов и, как следствие, их поломку, что приводит к повышенному расходу электродов и нестабильной работе ДСП. При этом установлено, что потери электродов в результате вредного воздействия механических колебаний составляют около 20% от общего расхода. В некоторых случаях вообще не удается ввести в печь запланированную мощность из-за возникновения крайне интенсивных колебаний рукавов и электродов.

Известен ряд конструкций и технических решений, направленных на разрешение этой проблемы. Однако все они недостаточно эффективны (особенно при работе печей на сверхвысоких мощностях).

Для гашения колебаний и за счет этого устранения поломок электродов и повышения стабильности работы печи разработана принципиально новая конструкция балансирующего электрододержателя, представленная на рис.1.

Балансирный электрододержатель включает электрод 1, закрепленный на рукаве 2, стойку 3 с двумя подвижными опорами 4 и 5. Подвижная опора 4 в центре верхней части 6 и основания 7 снабжена втулками 8 и 9. Рукав 2 охватывают корпус 12 и крышка 11, связанные между собой и установленные внутри подвижной опоры 4. Причем установлены они таким образом, что их оси 10 и 13 входят во втулки 8 и 9. Основание 7 связано со стойкой 3 посредством упруго-демпферных элементов 14 и шарнирного узла 15. В состав шарнирного узла 15 входят ограничитель 16, принадлежащий основанию 7, и шарнир 17, находящийся в корпусе 18. Корпус 18 расположен на площадке 19 стойки 3. Корпус 12 и крышка 11 изолированы от электрододержателя изоляционными листами 20. Хвостовая часть рукава электрододержателя 2 охвачена корпусом 21 и крышкой 22. Внутри их размещены изоляционные листы 23 и 24. Корпус 21 и крышка 22 установлены внутри подвижной опоры 5, которая состоит из верхней части 25 и основания 26. Крышка 22 снабжена осью 27, основание 26 - осью 28. Ось 27 входит в паз 29 крышки 22, а ось 28 - в паз 30 основания 26. Между крышкой 22 и верхней частью 25 подвижной опоры 5 находятся ролики 31, а между корпусом 21 и основанием 26 - ролики 32. Основание 26 подвижной опоры 5 соединено с площадкой 19 стойки 3 посредством упруго-

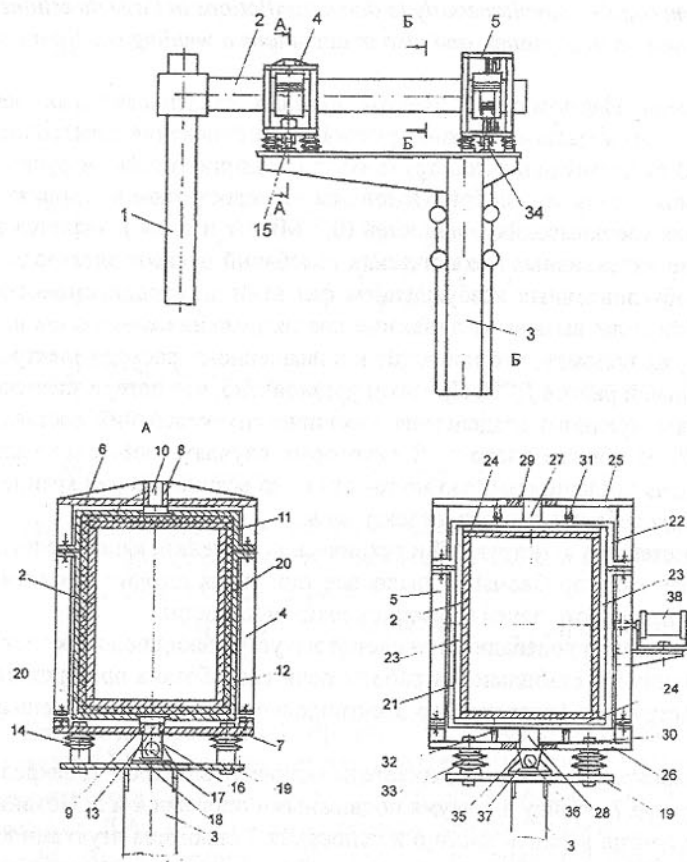


Рис. 1. Схема балансирующего электрододержателя и конструктивное исполнение его узлов

демпферных элементов 33 и шарнирного узла 34. Шарнирный узел 34 состоит из ограничителя 35, принадлежащего основанию 26, и шарнира 36, расположенного внутри корпуса 37. С корпусом 21 связан механизм гашения колебаний 38, установленный на подвижной опоре 5.

Демпфирование колебаний происходит следующим образом. При возникновении горизонтальных колебаний электрода 1 рукав электрододержателя 2, заключенный в корпусе 12 и крышке 11, поворачивается относительно подвижной опоры 4 во втулках 8 и 9 верхней части 6 и основания 7 на осях 10 и 13. Хвостовая часть рукава электрододержателя 2 перемещается в горизонтальной плоскости внутри подвижной опоры 5, перекачиваясь по роликам 31 и 32, и воздействует на амортизатор-демпфер 38, который воспринимает на себя нагрузку и гасит эти колебания.

При вертикальных колебаниях электрода 1 нагрузку от этих колебаний воспринимают на себя упруго-демпферные элементы 14 подвижной опоры 4 и упруго-демпферные элементы 33 подвижной опоры 5. Под действием этой нагрузки упруго-демпферные элементы 14 и 33 сжимаются либо разжимаются в зависимости от того, как отклоняется электрод от вертикальной оси, и возвращают электрододержатель 2 в исходное положение.

Для предотвращения сдвига в горизонтальной плоскости от центральной оси подвижных опор 4 и 5 они снабжены шарнирными узлами 15 и 34. Нижняя часть основания 7 имеет ограничитель 16, а основание 26 - ограничитель 28. Каждый ограничитель связан со своим шарниром. Шарнир 17 расположен в корпусе 18, а шарнир 36 - в корпусе 37. Корпуса 18 и 37 жестко связаны с площадкой 19 стойки 3. Поэтому подвижные опоры 4 и 5 могут наклоняться, перемещаться вверх и вниз, но не могут смещаться в горизонтальной плоскости. В крышке 22 и корпусе 21 имеются оси 27 и 28, входящие в пазы 29 и 30 верхней части 25 и основания 26, чтобы предотвратить смещение их относительно подвижной опоры 5. Рукав 2 находится во время работы под напряжением, поэтому подвижные опоры 4, 5 изолированы, что достигается установкой изоляционных листов 20, 23 и 24.

Разработанный электрододержатель дуговой сталеплавильной печи позволяет гасить колебания электрода различного направления, например, в горизонтальной и вертикальной плоскостях, а также при отклонениях электрода от вертикальной оси. Это даёт возможность не только снизить нагрузки на соединительные узлы крепления электрододержателя с электродом и стойкой, но и позволяет устранить поломки электродов и соединительных узлов, увеличить срок межремонтного периода электрододержателя в целом, сократить расход дорогостоящих графитированных электродов, повысить стабильность дугового процесса, что в конечном итоге приведет к увеличению производительности печи.

Амортизатор-демпфер представлен на рис. 2. Он состоит из корпуса 1 и двух крышек 2, 3, к которым прилегают втулки сферические 6, 7. Крышки соединены шпильками 4. Внутри корпуса 1 расположен стержень 5, с установленными на нем втулками 8, 9, шайбой 10 и упругими элементами 14. Упругие элементы 14 имеют предварительное поджатие за счет гайки 11 и серьги 13. Выступающая часть гайки 11 защищена кожухом 12. Амортизатор-демпфер установлен на подвижной опоре 5, а его серьга 13 связана с корпусом 21 (рис. 1).

При перемещении электрододержателя в горизонтальной плоскости, как говорилось выше, он воздействует на амортизатор-демпфер, а именно на серьгу 13. Серьга 13 перемещается и толкает втулку 8, а та - шайбу 10. Шайба 10 перемещает втулку 9 и воздействует на упругие элементы 15. Упругие элементы 15, воспринимая на себя нагрузку от перемещения,

сжимаются, а затем разжимаясь, возвращают шайбу 10 в исходное положение. При перемещении электрододержателя в другую сторону, серьга 13, перемещаясь влево, тянет за собой гайку 11 вместе с втулкой 9. Втулка 9 перемещает шайбу 10 и втулку 8 влево. Упругие элементы 14 сжимаются, а затем разжимаясь, возвращают шайбу 10 в исходное положение. При сжатии и разжатии упругих элементов возникают силы сухого трения, что и способствует поглощению энергии колебаний.

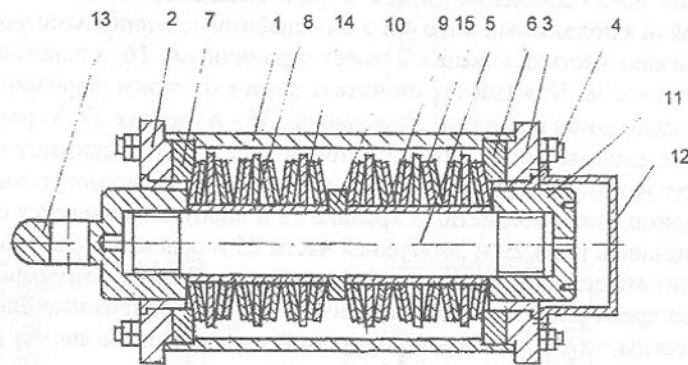


Рис. 2. Амортизатор-демпфер

Высокая эффективность разработанной конструкции объясняется следующими моментами. Во-первых. Благодаря наличию шарнира 15 (рис. 1), который располагается близко к середине рукава, электродинамические силы, возникающие в токоподводах, практически уравниваются. В этом случае существенно снижается величина крутильного момента относительно оси стойки, действующего на рукав и, следовательно, также существенно уменьшается амплитуда колебаний. Во-вторых. Электрододержатель снабжен универсальным устройством, выполняющим одновременно функции амортизатора и демпфера благодаря наличию упругих элементов и элементов сухого трения. Упругие элементы смягчают динамические воздействия на систему электрододержателя, а элементы сухого трения демпфируют (рассеивают) энергию колебаний, вызывая их затухание. В-третьих. Балансирная конструкция позволяет манипулировать плечами электродинамических сил, рассредоточением масс, параметрами амортизатора-демпфера, жесткостями рукава, стойки и связей с целью выработки такого состояния электрододержателя, при котором электрод практически не будет входить в колебания. А если и будут возникать колебания электрода, то с параметрами, которые не будут существенно влиять на его стойкость и стабильность дугового процесса. В-четвертых. Впервые предложено техническое решение, которое дает возможность демпфировать колебания системы электрододержателя в трех направлениях (в гори-

зонтальной и вертикальной плоскостях, а также при отклонении электрода от вертикальной оси).

Заключение. Благодаря вышеперечисленным свойствам новая конструкция балансирного электрододержателя является наиболее эффективной в сравнении с известными на данный момент времени техническими решениями, направленными на разрешение проблемы демпфирования колебаний электрододержателей дуговых сталеплавильных печей. Поэтому имеются все основания считать, что внедрение этой разработки в производство позволит существенно повысить технико-экономические показатели печей. Техническая документация на балансирный электрододержатель передана ОАО завод «Днепрогосспецсталь».

Статья поступила в редакцию 14.01.2002 г.

АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИИ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СБОРКИ ВИНТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Водолазская Н.В. (ДонНТУ, Донецк, Украина)

In the article the stages of technological process of the automated assembly of screw joints are listed. Is allocated that one of methods of the analysis of technology of the automated assembly are the graphs of transformations. They allow most visually to investigate various combinations of fulfilment of technological processes. Two realizations of process of the automated assembly of screw joints are reviewed and the most expedient version is selected.

Разные детали, образующие резьбовое соединение, при автоматизированной сборке ведут себя неодинаково. Об их способности к осуществлению этого процесса можно судить по таким признакам [1, 2]: удобство ориентирования присоединяемой детали; удобство осуществления подачи, фиксации и базирования той же детали; условия взаимодействия присоединяемой детали с исполнительным механизмом автомата. Осуществление технологического процесса автоматизированной сборки резьбового соединения с учетом этих признаков может выполняться по ряду вариантов, существенно отличающихся друг от друга. Среди них следует отобрать наиболее целесообразные с точки зрения технико-экономических параметров. При этом необходимо учитывать, что, при автоматизации совокупность сборки, изделие – технология – оборудование – это единая система. Следовательно, принципы выбора рационального варианта технологического процесса автоматизированной сборки резьбового соединения должны совмещать комплекс взаимосвязанных показателей, позволяющих достигнуть наибольшей производительности при наименьших затратах. Одним из методов анализа технологических процессов автоматизированной сборки являются графы преобразований. Они позволяют наиболее наглядно ис-

следовать различные комбинации выполнения технологических переходов.

Весьма распространено типовое соединение, в котором используется пластинчатая деталь с резьбовым отверстием, куда вворачивается винт. При осуществлении автоматизированного процесса вводится дополнительное условие, а именно: все детали, которые поступают на сборку являются качественными. Типовой технологический процесс автоматизированной сборки винтового соединения можно представить состоящим из следующих переходов:

1. Подача винта.
2. Ориентация винта.
3. Подача шайбы.
4. Ориентация шайбы относительно винта.
5. Соединение винта с шайбой.
6. Подвод пластины.
7. Ориентация пластины.
8. Наживление винта.
9. Осуществление затяжки с контролем крутящего момента.
10. Контроль готового изделия.
11. Транспортирование готового изделия.

С помощью графов преобразований можно предложить несколько вариантов выполнения данного технологического процесса. На рис.1 представлена наиболее распространенная реализация данного процесса, на основании вышеперечисленных переходов процесса сборки винтовых соединений в виде графа направленных последовательных преобразований из состояния v_i в состояние v_j .

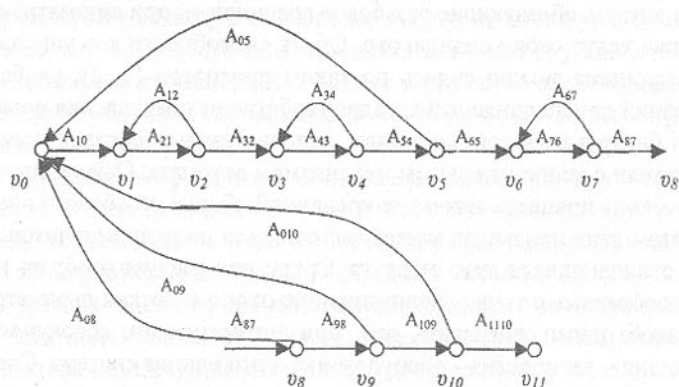


Рис. 1. Граф последовательных преобразований состояний для наиболее распространенной реализации процесса автоматизированной сборки винтовых соединений

Но автоматизация процесса сборки, для сокращения затрат времени и

повышения производительности, требует концентрации операций и совмещения отдельных переходов во времени. Предлагается, при реализации технологического процесса автоматизированной сборки винтового соединения, учитывать комплекс взаимосвязанных показателей таких как компактность, непрерывность, гибкость, многоярусность структур технологической системы, которые приводят к изменению схемы выполнения технологического процесса и структуры блоков технологического воздействия, отраженной на графе преобразований, представленном на рис.2.

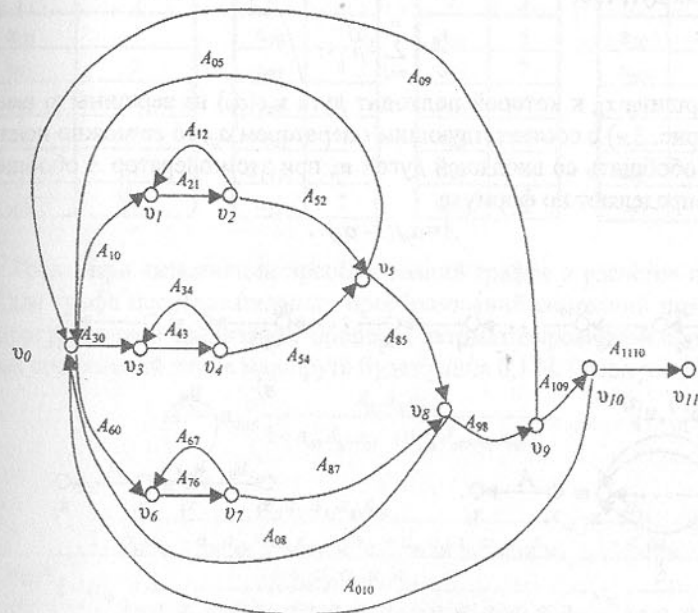


Рис. 2. Граф последовательных преобразований состояний для осуществления процесса автоматизированной сборки винтовых соединений

Необходимо, из двух предложенных вариантов последовательности сочетания технологических переходов выполнения автоматизированной сборки винтов, выбрать рациональный. Расчет маршрутов графов позволяет определить такой процесс, то есть найти тот граф, у которого значение длины маршрута меньше. Для решения этой задачи использовался метод эквивалентного преобразования графов [3], позволяющий записать расчетную формулу непосредственно по виду графа. Метод эквивалентных преобразований базируется на правилах:

1. Однонаправленные дуги $\{u_{21}, u_{32}, \dots, u_{l(l-1)}\} \subset U$ с соответствующими операторами $a_{21}, a_{32}, \dots, a_{l(l-1)}$, принадлежащие пути графа (рис. 3,а), можно обобщить в одну дугу с оператором A обобщенной дуги (x_l, x_l) , которая будет равна произведению $a_{21}, a_{32}, \dots, a_{l(l-1)}$ обобщаемых дуг, т. е.

$$A = \prod_{j \in \Lambda} a_{ji}$$

2. Число n однонаправленных параллельных дуг $\{u_{ji}^{(s)}; s=1, 2, \dots, n\} \subset U$ соответствующими операторами $a_{ji}^{(s)}; s=1, 2, \dots, n$, соединяющих две смежные вершины x_i и x_j графа (рис. 3,б), можно обобщить в одну дугу (x_i, x_j) с оператором A , который определяется как сумма операторов $a_{ji}^{(1)}, a_{ji}^{(2)}, \dots$ обобщаемых дуг, т. е.

$$A = \sum_{s=1}^n a_{ji}^{(s)}$$

3. Если вершина x_j , к которой подходит дуга u_{ji} (a_{ji}) из вершины x_i имеет петлю u_{ji} (рис. 3,в) с соответствующим оператором a_{ji} , то ее можно исключить, т. е. обобщить со входящей дугой u_{ji} при этом оператор A обобщенной дуги определяют по формуле

$$A = a_{ji} / (1 - a_{ji})$$

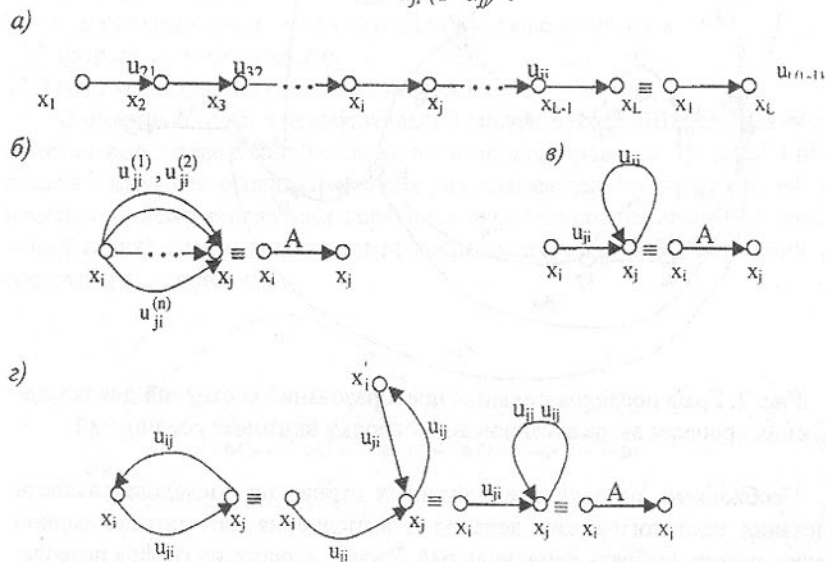


Рис.3. Графическая иллюстрация правил эквивалентного преобразования

4. Контур, образованный разнонаправленными параллельными дугами u_{ji} и u_{ij} с соответствующими операторами a_{ji} и a_{ij} , которыми соединяют вершины графа x_i и x_j можно преобразовать в обобщенную дугу (x_i, x_j) с оператором A , который находят методом эквивалентного преобразования с использованием расщепления вершин, показанным последовательно на рис. 3,г. При этом обобщенный оператор

$$A = a_{ji} / (1 - a_{ij}a_{ji})$$

Этот метод сохраняет наглядность структуры графа, а, следовательно, и структуры описываемого графом процесса.

Пусть значения величины ребер графов будут равны некоторым условным единицам, представленным в таблице 1.

Таблица 1. Условные значения величины ребер

Наименование	Условное значение				
1	2	1	2	1	2
a10	1	a76	7	a34	4
a21	2	a87	8	a67	7
a32	3	a98	9	a05	15
a43	4	a109	10	a08	36
a54	5	a1110	11	a09	45
a65	6	a12	2	a010	55
				a30	3
				a60	6
				a52	5
				a54	5
				a85	8
				a87	8

Тогда, при выполнении преобразований графов и расчетов получено, что для графа последовательных преобразований состояний по наиболее распространенной реализации процесса автоматизированной сборки винтовых соединений длина маршрута будет равна 0,184, (формула 1):

$$X1 = a_{1110} \frac{A_{80} a_{98} a_{109}}{1 - a_{09} A_{80} a_{98} - a_{010} A_{80} a_{98} a_{109}}, \quad (1)$$

где

$$A_{80} = \frac{\frac{a_{10} a_{21} a_{32} a_{43} a_{54}}{1 - a_{12} a_{21} - a_{34} a_{43} + a_{12} a_{21} a_{34} a_{43} - a_{05} a_{10} a_{21} a_{32} a_{43} a_{54}} \cdot \frac{a_{76}}{1 - a_{67} a_{76}} - a_{87}}{1 - a_{08} \frac{a_{10} a_{21} a_{32} a_{43} a_{54}}{1 - a_{12} a_{21} - a_{34} a_{43} + a_{12} a_{21} a_{34} a_{43} - a_{05} a_{10} a_{21} a_{32} a_{43} a_{54}} \cdot \frac{a_{76}}{1 - a_{67} a_{76}} - a_{87}}$$

а для графа последовательных преобразований состояний для осуществления процесса автоматизированной сборки винтовых соединений — 0,105 (формула 2), то есть в 1,75 раза, меньше:

$$X2 = a_{1110} \frac{A_{80} a_{98} a_{109}}{1 - a_{09} A_{80} a_{98} - a_{010} A_{80} a_{98} a_{109}}, \quad (2)$$

где

$$A_{80} = \frac{A_{50} a_{85} - A_{50} a_{85} a_{67} a_{76} + a_{60} a_{76} a_{87}}{1 - a_{67} a_{76} - a_{08} A_{50} a_{85} + a_{08} A_{50} a_{85} a_{67} a_{76} - a_{08} a_{60} a_{76} a_{87}},$$

$$A_{50} = \frac{\frac{a_{10} a_{21} a_{52} - a_{10} a_{21} a_{52} a_{34} a_{43} + a_{30} a_{43} a_{54} - a_{30} a_{43} a_{54} a_{12} a_{21}}{1 - a_{12} a_{21} + a_{34} a_{43} a_{12} a_{21} - a_{34} a_{43}}}{1 - a_{05} \frac{a_{10} a_{21} a_{52} - a_{10} a_{21} a_{52} a_{34} a_{43} + a_{30} a_{43} a_{54} - a_{30} a_{43} a_{54} a_{12} a_{21}}{1 - a_{12} a_{21} + a_{34} a_{43} a_{12} a_{21} - a_{34} a_{43}}}$$

Проведенные расчеты и сравнение графов преобразований показали,

что наиболее целесообразным вариантом автоматизации процесса сборки винтовых соединений является применение технологии, учитывающей комплекс взаимосвязанных показателей, таких как, компактность, непрерывность, гибкость, многоярусность структур технологической системы. Так как при осуществлении данной технологии, благодаря совмещению некоторых технологических переходов, затраты времени на сборку винтовых соединений сокращаются, то есть, уменьшается трудоемкость сборочных переходов и повышается производительность, и, в связи с объемной компактностью блоков технологического воздействия, экономятся производственные площади.

Список литературы: 1. Яхимович В. А., Головащенко В. Е., Кулинич В. Я. Автоматизация сборки резьбовых соединений. - Львов: Высшая школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1982. - 160с. 2. Гельфанд М. Л., Ципенюк Я. И., Кузнецов О. К. Сборка резьбовых соединений. - М.: Машиностроение, 1978. - 109 с. 3. Лебедевский М. С., Вейц В. Л., Федотов А. И. Научные основы автоматизированной сборки. - Л.: Машиностроение, 1985. - 316 с.

Статья поступила в редакцию 17.01.2002 г.

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ПОВЫШЕНИЯ ДОСТОВЕРНОСТИ ВЫСОКОЧАСТОТНОЙ ВИБРОДИАГНОСТИКИ РОТОРНЫХ МАШИН

Воронцов А.Г. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The conception of the method destined to rotary machines vibrodiagnostics authenticity increase and based on the multipoint measuring of the rolling-contact bearing vibration intensity in the capacity of periodic non-stationary random process is considered. Time-frequency representations of vibrosignal are used in the method implementation. The relations for the vibrodiagnostics defect authenticity estimation on the early step of the defect's propagation are obtained. Зависимость интенсивности высокочастотной вибрации опоры роторной машины от динамической нагрузки, обусловленной дефектами ее элементов, широко используется в современных системах вибродиагностики [1,2]. Информативная полоса частот вибросигнала, в пределах которой определяется среднее значение интенсивности вибрации, выбирается обычно выше области основных резонансов механической конструкции опоры или в районах неглубоких впадин между соседними резонансными пиками. Такой выбор обусловлен стремлением уменьшить влияние «нестабильностей» резонансов, наблюдаемых при изменении нагрузки на опору, и помех, порождаемых ими.

Изучение процессов формирования вибрации элементами опоры позволило установить ряд закономерностей в изменении спектрального состава вибрации, возбуждаемой в контактах качения [3] при действии переменной нагрузки и преобразовании ее механической конструкцией опоры как нестационарным фильтром [4,5]. Это дает возможность извлекать диагностическую информацию не только из параметра средней интенсивности вибрации в информативной полосе частот, но и использовать для этой цели параметры деформации энергетического спектра высокочастотной вибрации как периодически - нестационарного процесса [6].

Известно, что использование нескольких диагностических параметров в комплексе для диагностирования одного дефекта может обеспечить получение дополнительной информации о нем и повысить достоверность диагностики [7].

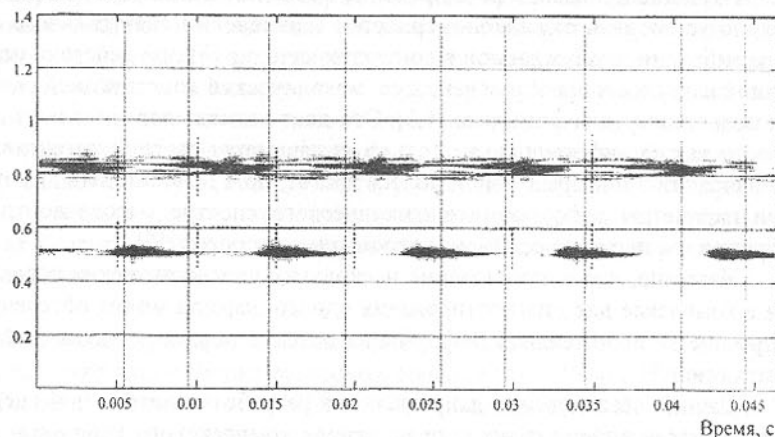
Данное исследование направлено на разработку метода повышения достоверности вибродиагностики на основе комплексного использования результатов ряда измерений интенсивности вибрации, полученных для заданных моментов времени развития нестационарного вибропроцесса и в заданных областях частот.

Изменение интенсивности периодически - нестационарного процесса можно описать некоторой совместной функцией времени и частоты, характеризующей его интенсивность одновременно на единичном временном и единичном частотном интервалах, так называемым частотно - временным распределением (ЧВР) [8]. На рис.1 представлено ЧВР вибрации опоры качения экспериментальной установки [9], воспринимающей, наряду со статической, динамическую нагрузку в виде изменяющейся по гармоническому закону силы. ЧВР получено по методу Цзюя - Уильямса [8].

Большему уровню интенсивности вибрации на рисунке соответствует большая интенсивность оттенков серого. Частота внешней гармонической нагрузки на опору соответствует одному из низкочастотных резонансов системы «тела качения - наружная обойма - корпус опоры». Выбор резонансной частоты для ввода внешнего возмущения вызван стремлением получить динамические нагрузки достаточного уровня, чтобы связанные с ними эффекты можно было надежно зарегистрировать на фоне помех и шумов. Выбранная частота возмущения попадает в полосу возможных частот действия динамической нагрузки при наличии локального дефекта на наружной обойме подшипника и поэтому является наиболее интересной для исследования.

На рисунке хорошо видны как изменения интенсивности во времени, так и перераспределение ее между различными частотными компонентами, проявляющиеся в виде пульсаций уровня интенсивности в окрестностях частот 5,5 и 8,2 кГц. Причиной пульсации является изменение свойств контактов, на которых «подвешена» резонирующая наружная обойма подшипника, под действием переменной нагрузки. Резонансный характер

Частота, 10^4 Гц



Условия эксперимента: подшипник №306; частота вращения вала — 5 Гц; радиальная статическая нагрузка на опору — 300 Н; частота внешней гармонической нагрузки на опору 107 Гц; информативная полоса частот 4 — 10 кГц.

Рис. 1. ЧВР высокочастотной вибрации опоры качения экспериментальной установки.

возбуждения поперечных колебаний обоймы определяет «противофазность» пульсаций в указанных окрестностях частот. При низкочастотном возмущении опоры силовой нагрузкой, характерном для тихоходных машин, пульсации интенсивности для различных участков информативной области, как правило, синфазны, но в целом картина ЧВР сохраняется.

Из анализа ЧВР вибросигнала явно прослеживается связь между силовым периодическим возмущением и периодическим характером изменения ЧВР одновременно по двум координатам — интенсивности и частоте. Такой двойственный характер изменения ЧВР не позволяет однозначно оценить нагрузку по результатам измерения только одной координаты, например, интенсивности для заданной полосы частот. Возникающая при этом неоднозначность является причиной снижения достоверности вибродиагностики в системах, использующих результаты указанного измерения в качестве единственного диагностического параметра, и создает проблемы с выбором информативной полосы частот, на что указывалось в начале статьи.

Комплексное использование замеров интенсивности в нескольких точках ЧВР с заданными координатами частоты и времени позволяет организовать несколько параллельных каналов получения информации об одном и том же дефекте и повысить достоверность получаемых оценок.

Нагрузка, обусловленная дефектом, изменяется во времени. Каждому значению нагрузки $F_j = F(t_j)$, действующему в момент времени t_j ($j=1,2,3,\dots$), соответствует ЧВР $p_{j,f} = p(t_j, f)$, характеризующее распределение интенсивности по частотам, в момент времени t_j .

В общем случае, сечения ЧВР, определенные для различных моментов времени t_j и t_k ($j \neq k$), различны, т.е.

$$p_{j,f} \neq p_{k,f},$$

если

$$t - \frac{T}{2} \leq t_j; t_k < t + \frac{T}{2},$$

где T — период возмущающей силы;

t — текущее время.

В сечениях $p_{j,f}$ и $p_{k,f}$ могут быть отдельные точки и даже их совокупности (участки), координаты которых не подвержены изменениям при изменении возмущающей силы. Такие точки не представляют интереса для диагностики и из дальнейшего рассмотрения исключаются. Но должны быть, по крайней мере, две точки p_k , f и $p_{k,n} = p(t_k, f_n)$ ($n=1,2,3,\dots,N$) такие, что

$$p_{jn} \neq p_{kn}. \quad (1)$$

Здесь n — число информативных точек в j -ом сечении ЧВР.

Выполнение неравенства вида (1) обеспечивает возможность обнаружения изменений возмущающей силы на интервале (t_j, t_k) . Заметим, что диагностические параметры, получаемые путем усреднения интенсивности $p_{j,f}$, $p_{k,f}$ в частотной области, не позволяют обнаружить отличий сопоставляемых сечений, а следовательно, и изменения сил, обусловивших их формирование, если средний уровень интенсивности на указанном интервале остается неизменным.

Будем считать, что значение интенсивности в каждой рассматриваемой точке сечения $p_{j,n}$ ($j,n=1,2,3,\dots$) является суммой информативной составляющей интенсивности и помехи

$$p_{j,n} = p_{j,n}^c + p_{j,n}^n,$$

где $p_{j,n}^c = \alpha_{jn} d$ — информативная составляющая интенсивности;

α_{jn} — коэффициент влияния первичного диагностического параметра d на интенсивность в точке (t_j, f_n) ;

$p_{j,n}^n$ — интенсивность помехи в окрестности точки (t_j, f_n) ;

d — приращение первичного диагностического параметра, обусловленное появлением дефекта.

Если закон распределения помехи $w_{jn}^n = w_{jn}^n(p_{jn}^n)$ известен, то закон распределения оцениваемой интенсивности будет равен

$$w_{jn}(p_{jn}) = w_{jn}^n(p_{jn} - p_{jn}^c).$$

При отсутствии дефекта, когда $d=0$,

$$w_{jn}(p_{jn}) = w_{jn}^n(p_{jn} = p_{jn}^n).$$

При наличии дефекта, когда $d = d_0$,

$$w_{jn}(p_{jn}) = w_{jn}^n(p_{jn} - \alpha_{jn}d_0).$$

Как видно из изложенного, закон распределения $w_{jn}(p_{jn})$ зависит от значения первичного диагностического параметра. Степень этой зависимости определяется соотношением «информативный сигнал – помеха». Если интенсивность помехи много больше приращения интенсивности, обусловленного дефектом, зависимость может быть слабой, а достоверность обнаружения дефекта по изменению $w_{jn}(p_{jn})$ низкой. Поскольку дефект на первых стадиях своего развития способен формировать лишь малые динамические нагрузки – этот случай представляет наибольший интерес. Для повышения достоверности диагностики и, в частности, уменьшения вероятности пропусков дефектов может быть использована процедура вынесения диагноза по результатам оценки изменения законов распределения всех N информативных точек сечения.

Процедура принятия решения о наличии дефекта по результатам изменения интенсивности в одной информативной точке сечения выглядит следующим образом:

$$d = d_0, \text{ если } p_{jn} \geq p_{jn}^0, \quad d = 0, \text{ если } p_{jn} < p_{jn}^0, \quad (2)$$

где p_{jn}^0 – пороговое значение интенсивности для информативной точки с координатами (t_j, f_n) .

Оценки показателей достоверности на основании вышеуказанной процедуры будут иметь вид:

- вероятность ложной тревоги

$$P_{jn(am)} = P_0 \int_{p_{jn}^0}^{\infty} w_{jn}(p_{jn}) dp_{jn},$$

- вероятность пропуска дефекта

$$P_{jn(np)} = P_0 \int_{-\infty}^{p_{jn}^0} w_{jn}(p_{jn}) dp_{jn}.$$

Если диагноз о наличии дефекта по результатам всех процедур вида (2) выносится, когда, хотя бы одна элементарная процедура указывает на это – вероятность ложной тревоги определяется как

$$P_{j(am)} = 1 - \prod_{n=1}^N [1 - P_{jn(am)}].$$

При $P_{jn(am)} = P_{jm(am)}$ ($n \neq m = 1, 2, 3, \dots$) имеем

$$P_{j(am)} = 1 - [1 - P_{jn(am)}]^N. \quad (3)$$

Если диагноз об отсутствии дефекта по результатам всех элементарных процедур вида (2), принимается, когда ни одна элементарная процедура не указывает на дефект – вероятность пропуска дефекта определяется как

$$P_{j(np)} = \prod_{n=1}^N P_{jn(np)}.$$

При $P_{jn(np)} = P_{jm(np)}$ ($n \neq m$), имеем

$$P_{j(np)} = [P_{jn(np)}]^N. \quad (4)$$

Обычно, при разработке систем диагностики ориентируются на малое значение вероятности ошибок вида «пропуск дефекта», т.е. $P_{np} \ll 1$.

Как следует из выражения (4), достигнуть этого можно, взяв достаточно большое количество информативных точек N в сечении ЧВР. График зависимости вероятности ложной тревоги $P_{am}(N)$ приведен на рис.2а. Однако, увеличение N приводит к увеличению вероятности пропуска де-

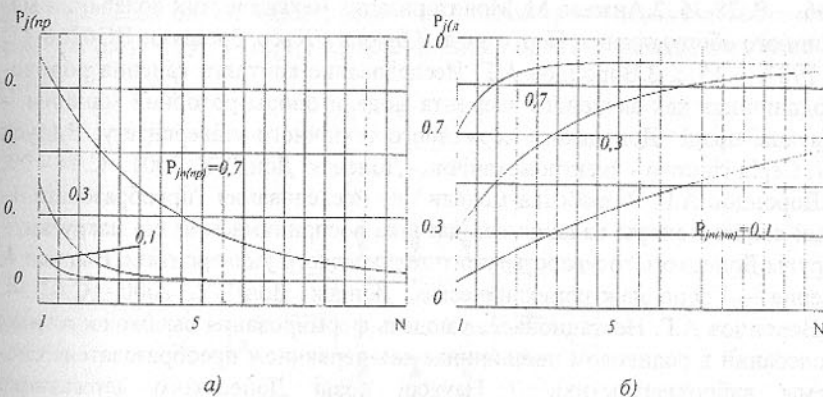


Рис. 2. Зависимости вероятности пропуска дефекта (а) и ложной тревоги (б) от количества информативных точек в сечении ЧВР

фекта (см. рис.2б) при использовании вышеприведенной процедуры вынесения диагноза о наличии дефекта.

Как видно из зависимостей (3) и (4), а также представленных графиков рис.2а и 2б, $P_{j(np)}$ с ростом N убывает быстрее, чем растет $P_{j(am)}$. На

практике часто важнее получить минимальную вероятность пропуска при ограниченной вероятности ложной тревоги. Это позволяет при выборе N использовать стратегию, вытекающую из критерия Неймана – Пирсона [7], состоящую в вычислении N из соотношения (3), приравняв $P_{j(лт)}$ к требуемому значению $P_{j(лт)}$. Достигаемое при этом минимальное значение $P_{j(лт)}$ определяется из соотношения (4).

Выводы

1. Нестационарный характер высокочастотной вибрации как случайного процесса снижает достоверность вибродиагностики по результатам измерений средней интенсивности вибрации в информативной полосе частот.

2. Комплексное использование результатов измерений интенсивности в нескольких наиболее информативных точках частотно - временного распределения интенсивности вибрации позволяет повысить достоверность диагностики.

3. Получены соотношения для оценки достоверности вибродиагностики дефекта на ранней стадии развития.

Список литературы: 1. Barkov A., Barkova N. Condition assessment and life prediction of rolling element bearings // Sound and Vibration. – 1995. – №6. – Р. 28-36. 2. Анжело М. Мониторизация механических колебаний машинного оборудования: Пер. с англ. // Брюль и Кьер, брошюра BO0266-11. – 1987. – 15 с. 3. Воронцов А.Г. Исследование контакта качения роликоподшипника как активного элемента модели опоры роторной машины. – Наукові праці Донецького державного технічного університету. Випуск 27, Серія гірнича - електромеханічна. - Донецьк, ДонДТУ, 2001. - С.94 - 99. 4. Воронцов А.Г. Разработка модели для исследования преобразовательных свойств опоры качения как датчика воспринимаемой ею нагрузки. – Труды Донецкого государственного технического университета. Випуск 4, Серія – Горно-електромеханічна. Донецьк, ДонГТУ, 2000. - С.47-54. 5. Воронцов А.Г. Нестационарная модель формирования высокочастотных колебаний в роликовом подшипнике как первичном преобразователе системы вибродиагностики // Наукові праці Донецького державного технічного університету. Серія – проблеми моделювання та автоматизації проектування динамічних систем. Випуск 19. – Севастополь: “Вебер”, 2001. – С. 135 – 140. 6. Рытов С.М. Введение в статистическую радиофизику. Часть 1. Случайные процессы. М.: Наука, 1976, - 494 с. 7. Биргер И.А. Техническая диагностика. – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с. 8. Коэн Л. Время – частотные распределения: Обзор. - ТИИЭР, т. 77, №10, 1989, С. 72 - 121. 9. Воронцов А.Г. Экспериментальные исследования преобразовательных свойств подшипников качения как датчиков динамических нагрузок. - Труды Донецкого государственного технического университета. Вы-

пуск 4, Серія - Електротехніка і енергетика. Донецьк, ДонГТУ, 1999, с. 253-257.

Статья поступила в редакцию 22.01.2002 г.

АСУ ТП ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ НА ПРИМЕРЕ КЛЕТЕЙ ПРОКАТНОГО СТАНА

Гладчук Е.А. (ДонГУЭТ им. М.Туган - Барановского, г. Донецк, Украина)

There are the fundamental tenets of the process type technical system automatic control system with the adaptive possibility. There is the transitional process the process type technical system analysis on the rolling-mill example. There is to formulate a direction of the receipt results use.

Автоматизированная система управления технологическим процессом (АСУ ТП) - интегрированная технологическая среда для выработки и реализации управляющего воздействия на объект управления в соответствии с принятыми критериями управления [1]. В общем виде, задача АСУ ТП (рис. 1) сводится к непосредственному управлению объектом в условиях воздействия внешних $F(f_1, f_2, \dots, f_i)$ и внутренних $U(u_1, u_2, \dots, u_i)$ возмущающих факторов с целью обеспечения на всех этапах технологического процесса однозначности конечных параметров состояния технической системы $Y(y_1, y_2, \dots, y_i)$ при заданных конкретных входных параметрах $X(x_1, x_2, \dots, x_i)$.

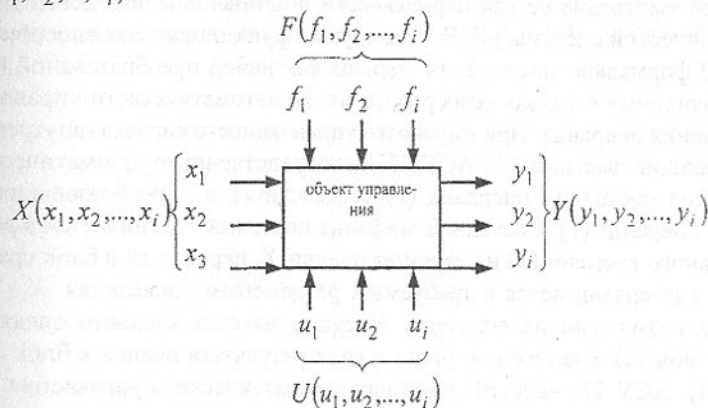


Рис.1. Обобщенная параметрическая схема АСУ ТП технической системы.

В общем случае функционирования технической системы типа процесс, например, клетей прокатного стана, имеет место постоянное изменение краевых условий взаимодействия в цепи “валок - раскат”. Как резуль-

тат этого - возбуждение переходного процесса колебательного характера. в этих условиях, попытки АСУ ТП в выработке и согласовании управляющего воздействия на объект управления в режиме непосредственного автоматического управления приводит к взаимному искажению, как управляющего воздействия, так и красивых условий взаимодействия в цепи "валок - раскат". В этом причина дальнейшего роста колебательных процессов и, в конечном итоге, отказа от непосредственного оперативного автоматического управления технической системой "клеть прокатного стана" до момента затухания колебательных процессов, что приводит к ухудшению качественных показателей раската, обязательному наличию заранее определенного запаса раската и аварийным поломкам оборудования [2].

Описание изменения состояния операнда технической системы типа процесс в достаточно полном виде может быть дано с помощью функциональной зависимости [3]:

$$\Phi = F({}^n E_i) \quad (1)$$

где Φ - состояние операнда;

F - обобщенная функция изменения состояния операнда;

${}^n E_i$ - описание преобразования;

n - коэффициент весомости преобразования;

$i \geq 1$ - количество преобразования.

С точки зрения функциональной способности АСУ ТП в непосредственном автоматическом управлении состоянием операнда в общем случае функционирования технической системы "клеть прокатного стана", возможно рассмотрение ее как иерархически подчиненной подсистемы данной технической системы [4]. В этом случае, функциональная способность АСУ ТП формально может быть оценена как набор преобразований (рис. 2), выполняемых с целью непосредственного автоматического управления состоянием операнда. При выработке управляющего сигнала (внутренние возмущающие факторы U) АСУ ТП непосредственного автоматического управления состоянием операнда (2) воздействует на преобразования состояния операнда (1). Состояние операнда постоянно оценивается в режиме реального времени (3) и результат оценки Y передается в блок сравнения (4), где сравнивается с требуемым результатом управления X . Учет внешних возмущающих факторов F осуществляется внешним следящим устройством (5) и так же поступает в виде результата оценки в блок сравнения (4). АСУ ТП непосредственного автоматического управления приобретает замкнутую структуру высокого быстродействия. Использование графических моделей в алгоритмах АСУ ТП непосредственного автоматического управления может позволить добиться устранения чувствительности такой АСУ ТП к колебательным процессам в общем случае функционирования технической системы "клеть прокатного стана".

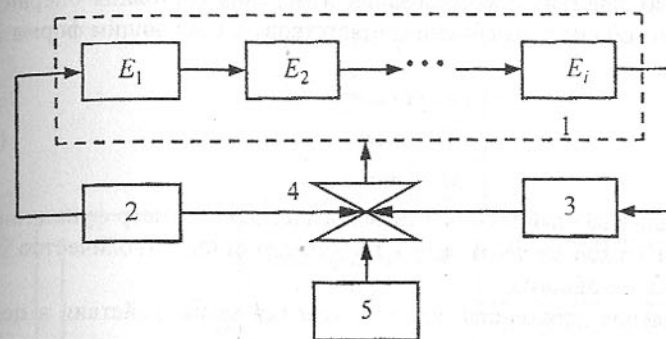


Рис. 2. Структурная схема АСУ ТП непосредственного автоматического управления состоянием операнда технической системы типа процесс "клеть прокатного стана".

Описание преобразования изменения состояния операнда технической системы "клеть прокатного стана" возможно с использованием $e_i (i \geq 1)$ относительных координат. Наличие четко определенного описания изменения состояния операнда (1) и известных преобразований в виде графических весовых моделей позволяет, в соответствии с теоремой Ричардсона [5], дать адаптированное описание преобразования изменения состояния операнда с учетом весомости возмущающих внутреннего и внешнего воздействий и получить обобщенную адаптивную модель общего случая функционирования технической системы "клеть прокатного стана" [6]:

$$F({}^n E_i) = \begin{pmatrix} {}^n 0 & {}^n i \\ e_1 & e_1 \\ 1 & 1 \\ {}^n 0 & {}^n i \\ e_2 & e_2 \\ 1 & 1 \\ {}^n 0 & {}^n i \\ e_3 \dots & e_3 \\ 1 & 1 \\ {}^n 0 & {}^n i \\ e_4 & e_4 \\ 1 & 1 \\ {}^n 0 & {}^n i \\ e_5 & e_5 \\ 1 & 1 \end{pmatrix} \quad (2)$$

С целью обеспечения эффективности непосредственного автоматического управления обобщенной функцией в общем случае функционирования технической системы "клеть прокатного стана", когда имеет место неравенство краевых условий взаимодействия в цепи "валок - раскат", ре-

гулирующее воздействие преобразований изменения состояния операнда такой технической системы должно соответствовать следующим формальным условиям [7]:

$$\begin{cases} A = \text{optimum}; \\ \delta V = \text{const}; \\ M \rightarrow \min, \end{cases} \quad (3)$$

где A - формализованный весовой технологический параметр функционирования технической системы "клеть прокатного стана" (количество параметров не менее одного);

δV - оптимальное неравенство краевых условий взаимодействия в цепи "валок - раскат";

M - формализованный весовой технический параметр функционирования технической системы "клеть прокатного стана", определенный при оптимальном неравенстве краевых условий взаимодействия в цепи "валок - раскат".

Для описания A в качестве параметра оптимизации процесса прокатки возможно использование одного или целого ряда качественных показателей раската: для горячекатанного - кривизна раската $\rho, 10^{-4} \text{ м}^{-1}$, продольная разнотолщинность $\delta h, \text{ мм}$, плоскостность $A \cdot \lambda, \text{ мм} \cdot \text{м}^{-1}$, относительное удлинение $\delta, \%$, ударная вязкость KCV^{-60} и $KCV^{-15}, \text{ МДж} \cdot \text{м}^{-2}$; для холоднокатаного, помимо вышеперечисленных параметров, - шероховатость поверхности $R_a, \text{ мкм}$.

С учетом (2) и (3) получена обобщенная функциональная схема АСУ ТП с адаптационными возможностями непосредственного автоматического управления состоянием операнда в общем случае функционирования технической системы "клеть прокатного стана" (рис. 3). Формально задача функционирования АСУ ТП сводится к непосредственному автоматическому управлению технологическим процессом прокатки в условиях выполнения преобразования воздействия внешнего ${}^n E_1$, описываемого относительными координатами

$\begin{pmatrix} {}^n 0 & {}^n 2 & {}^n i \\ e_1 & e_1 & e_1 \\ 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}$, и внутреннего ${}^n E_2$, описываемого относительными координатами

$\begin{pmatrix} {}^n 0 & {}^n 2 & {}^n i \\ e_2 & e_2 & e_2 \\ 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}$, возмущения с целью обеспечения на всех этапах технологического процесса прокатки однозначности конечных параметров состояния технической системы A , описываемого относительными координатами $(a_1, \dots, a_i)$, и M , описываемого относительными координатами $(m_1, \dots, m_i)$, при заданном конкретном

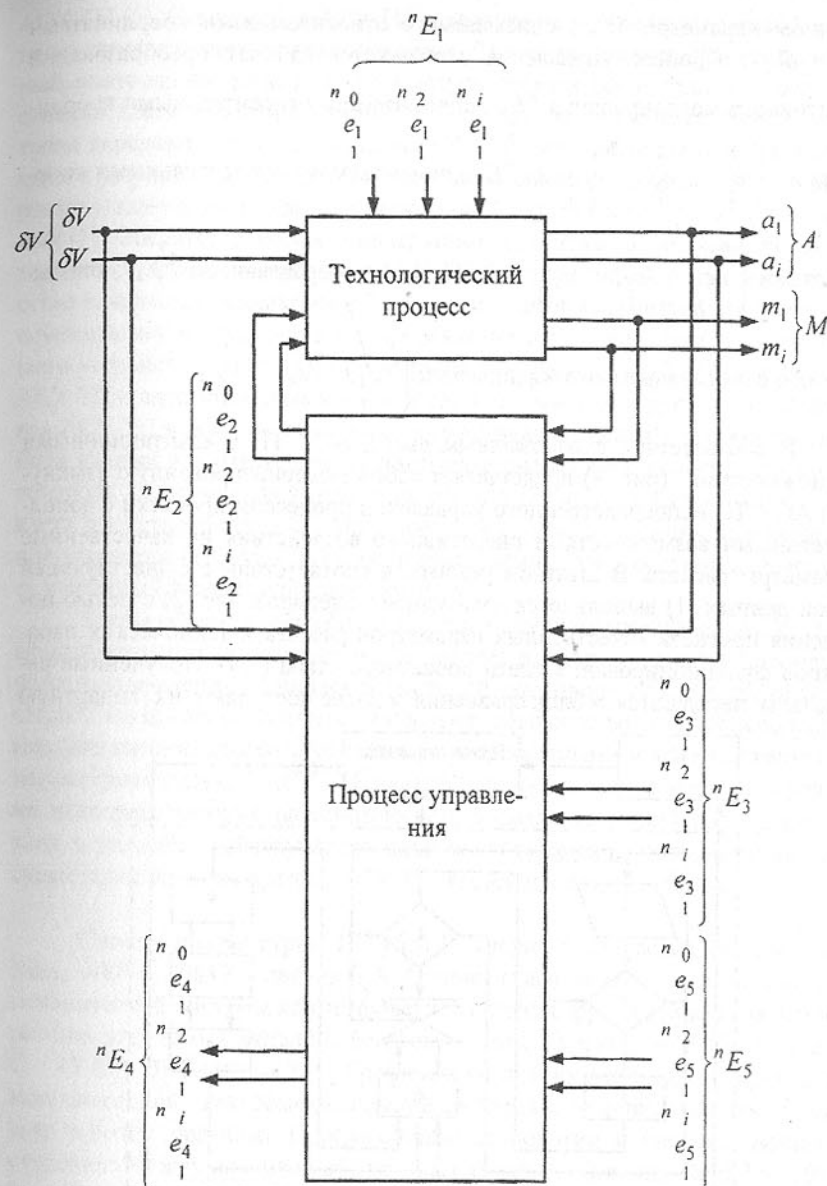


Рис.3. Обобщенная функциональная АСУ ТП с адаптационными возможностями непосредственного автоматического управления технической системы типа процесс "клеть прокатного стана".

входном параметре δV , описываемого относительными координатами ($\delta V_1, \dots, \delta V_i$). Процесс управления выполняется за счет преобразований адаптивного моделирования ${}^n E_3$, описываемого относительными координатами

$$\begin{pmatrix} {}^n 0 & {}^n 2 & {}^n i \\ e_3 & e_3 & e_3 \\ 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}, \text{ и } {}^n E_5, \text{ описываемого относительными координатами}$$

$$\begin{pmatrix} {}^n 0 & {}^n 2 & {}^n i \\ e_5 & e_5 & e_5 \\ 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}, \text{ с реальным преобразованием } {}^n E_4, \text{ описываемого относительными координатами}$$

$$\begin{pmatrix} {}^n 0 & {}^n 2 & {}^n i \\ e_4 & e_4 & e_4 \\ 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}.$$

В соответствии с изложенным выше, АСУ ТП с адаптационными возможностями (рис. 4) представляет собой модернизированную замкнутую АСУ ТП непосредственного управления процессом прокатки с дополнительными возможностями оперативного воздействия на качественные параметры раската. В штатном режиме, в соответствии с существующей базой данных (1) выполняется адаптивное моделирование (2) с целью получения прогноза качественных параметров раската и технических параметров функционирования клетки прокатного стана (3,4). Полученные результаты передаются в блок сравнения и далее поступают в стандартную

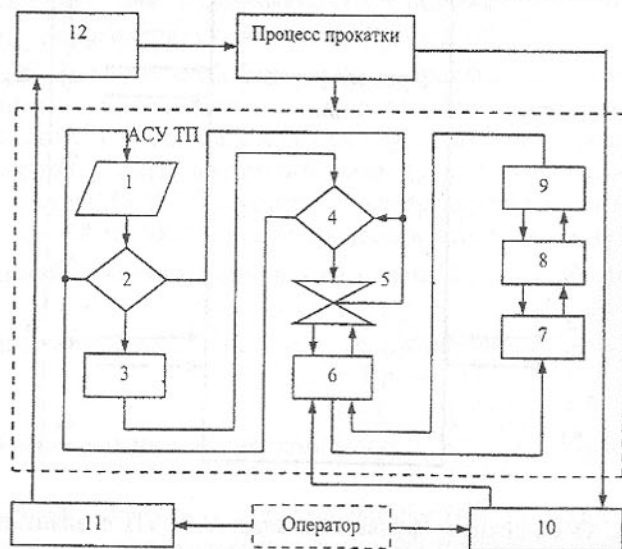


Рис. 4. Принципиальная схема функционирования АСУ ТП с адаптационными способностями в режиме непосредственного автоматического управления технической системой "клеть прокатного стана".

АСУ ТП (6). Стандартная АСУ ТП реализует их в виде управляющих сигналов привода клетки прокатного стана (7) и осуществляет непосредственный контроль качественных параметров раската (8) и технического состояния клетки прокатного стана (9). Результаты непосредственного контроля передаются в блок сравнения (5). В блоке сравнения они сравниваются с результатами прогноза и, при необходимости, осуществляется корректирующее адаптивное моделирование (2,4) и корректировка базы данных (1). Оператор в любой момент может осуществить визуальный мониторинг (10) функционирования АСУ ТП. Во внештатной ситуации (отсутствие начальных параметров в базе данных, аварийная ситуация), оператор осуществляет непосредственное управление в ручную с помощью задающего устройства (11) и устройства ручного управления (12). В этом случае АСУ ТП с адаптационными возможностями функционирует как стандартная АСУ ТП в режиме советчика, осуществляя корректировку имеющейся базы данных в соответствии с действиями оператора и непосредственный контроль качественных параметров раската (8) и технического состояния клетки прокатного стана (9). По окончании рабочего хода при подтверждении оператора (10) АСУ ТП с адаптационными возможностями переводится в штатный режим функционирования.

Таким образом, разработан алгоритм функционирования АСУ ТП с адаптационными возможностями в режиме непосредственного автоматического управления технической системой типа процесс "клеть прокатного стана", что может обеспечить на практике реальную возможность своевременного автоматического управления качественными и количественными параметрами раската. АСУ ТП с адаптационными возможностями в режиме непосредственного автоматического управления может быть реализована в условиях действующего производства за счет модернизации уже существующих стандартных АСУ ТП клеток прокатных станов.

Список литературы: 1. Хубка В. Теория технических систем. – М: Мир, 1987. – 208. 2. Гладчук Е.А. Основы графического анализа электро-механической системы клетки прокатного стана с фрикционной связью через прокатываемый металл// Металлы и литье Украины. – 2000.- № 1-2. – С. 43-45. 3. Гладчук Е.А. Графический анализ переходных процессов многомассовой электро-механической системы с индивидуальным приводом рабочих органов// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 1999. Вып. 7. – С. 31 – 35. 4. Гладчук Е.А. Основы автоматического управления с адаптивными возможностями технической системой на примере прокатной клетки// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2001. Вып. 16. – С. 119 – 123. 5. Гладчук Е.А. Основы оперативного управления индивидуальным приводом валков прокатной клетки в общем случае процесса прокат-

ки// Металлы и литьё Украины. – 2000. – № 7-8. – С. 52 - 54. 6. Гладчук Е.А. Адаптивное моделирование технической системы на примере прокатной клетки. В. сб. Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2001. Вып. 15. – С. 77 – 83. 7. Гладчук Е.А. Возможности управления геометрией и механическими свойствами толстого раската в общем случае процесса прокатки// Металлы и литьё Украины. – 2001.- № 1-2. – С. 35 - 38.

Статья поступила в редакцию 22.01.2002 г.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ФОРМИРОВАНИЯ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ КОНСТРУКЦИОННОЙ КЕРАМИКИ ПРИ АЛМАЗНОМ ШЛИФОВАНИИ

Гусев В.В., Молчанов А.Д. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

The mathematical model of creation of the surface roughness of the ceramic products under diamond grinding.

Одним из наиболее важных параметров качества поверхностного слоя, оказывающим влияние на триботехнические характеристики, является шероховатость, задаваемая на стадии механической обработки. Разработанные теоретические модели формирования шероховатости при алмазно-абразивной обработке металлов и представленные в работах С.Г. Редько и А.В. Королева, А.П. Хусу и Ю.Р. Витенберга, Ю.К. Новоселова и А.В. Королева, Л.Н. Филимонова, П.Г. Матюхи, А.Г. Суслова, позволяют прогнозировать параметры шероховатости поверхностного слоя, образующейся при этом виде обработки металлических изделий. Для керамики описание формирования шероховатости, возникающей при шлифовании, сводится к представлению эмпирических уравнений регрессии или корреляционных уравнений.

В связи с этим возникает необходимость разработки математической модели формирования шероховатости поверхностного слоя керамических изделий при алмазном шлифовании и проведения исследований по выявлению связей таких эксплуатационных показателей, как износостойкость, параметры приработки, коэффициент трения с параметрами состояния поверхностного слоя минералокерамики. Решение этой задачи должно способствовать повышению качества и надежности узлов трения скольжения на основе конструкционной керамики.

Анализ результатов исследований по формированию шероховатости для различных материалов при алмазном шлифовании [1 – 4 и др.] позволяет сделать вывод о том, что на образование микрорельефа оказывают влияние следующие факторы: геометрия зерна, характер распределения зерен по высоте, кинематика рабочего движения, жесткость системы

СПИД, упругие и пластические деформации обрабатываемого материала в зоне контакта с инструментом. В зависимости от условий обработки и физико-механических свойств обрабатываемого материала степень влияния каждого из этих факторов на образование шероховатости будет различной.

При рассмотрении модели процесса образования шероховатости при алмазной обработке керамики приняты следующие допущения:

- поперечное сечение шлифованной поверхности керамического образца является совокупностью срезов, оставленных зернами эффективного профиля круга с учетом особенностей хрупкого разрушения керамики;
- при глубине шлифования большей значения параметра шероховатости $R_{\max}$ шероховатость поверхности формируется за один проход, в противном случае шероховатость поверхности формируется за несколько проходов;
- процесс шлифования протекает без вибраций, имеющих место при реальной обработке.

Рассмотрим схему процесса плоского шлифования периферией круга (рис. 1). Координата А на этой схеме является начальной точкой контактирования круга с рассматриваемым сечением и характеризует врезание круга в рассматриваемое сечение. Координата В характеризует выход шлифовального круга из рассматриваемого сечения. Для упрощения расчетной схемы условно разделим ее на две части – первый участок врезания, характеризующийся верхним отрезком АО и второй участок выхода шлифовального круга из зоны контакта ОВ. Определим, в начале, параметры поперечного сечения среза для зоны врезания круга – участок АО (см. рис.1). Выделим объем обрабатываемого материала равный произведению глубины резания t на длину зоны контакта Z и на базовую длину параметров шероховатости l_b .

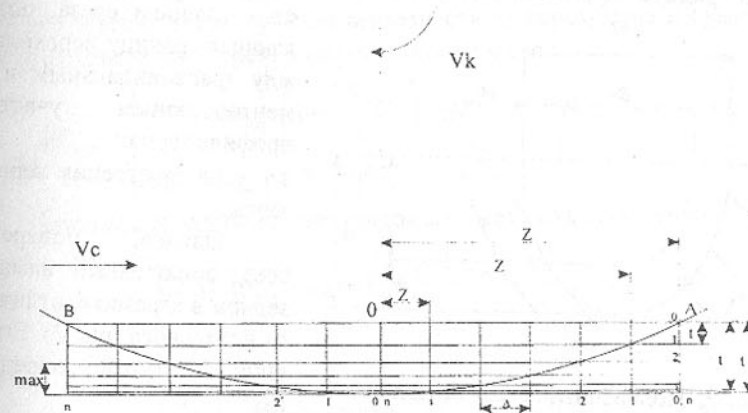


Рис.1. Схема процесса плоского шлифования периферией круга

Разделим выделенный объем на вертикальные и горизонтальные слои, причем, вертикальные слои равноотстоящие друг от друга на величину Δ . Горизонтальные слои образуются пересечением вертикальных слоев с траекторией движения круга.

Обозначим горизонтальные строки переменной n , вертикальные столбцы переменной m .

Текущая глубина резания tz

$$tz_{n,m} = \begin{cases} 1000 \cdot \left[\sqrt{R^2 - (Z1_{n,m})^2} - \sqrt{R^2 - (Z1_{n,n} + \Delta)^2} \right], & n \leq m \\ 0, & n > m \end{cases}$$

где R – наружный радиус круга, мм;

$Z1$ – текущая координата контактирования шлифовального круга с рассматриваемым сечением.

Фактическая глубина внедрения зерен tr

$$tr_{n,m} = \begin{cases} tz_{n,m} \cdot \cos \left[\arctan \left(\frac{1000 \cdot Z1_{n,m}}{1000 \cdot R - \sum_{k=m}^n tz_{n,k}} \right) \right], & n \leq m \\ 0, & n > m \end{cases}$$

Ширина идеального среза [3]:

$$B1_{n,m} = \begin{cases} 2 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot tr_{n,m} - tr_{n,m}^2}, & tr_{n,m} \leq az \\ 2 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot az - az^2} + (tr_{n,m} - az) \cdot \operatorname{tg} \frac{\varepsilon}{2}, & tr_{n,m} > az \end{cases}$$

где ρ – радиус округления вершины;

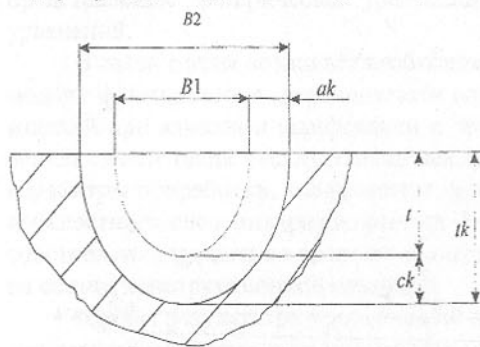


Рис. 2. Поперечный срез, оставленный алмазным зерном в керамической заготовке

az – толщина среза, определяющая границу перехода между трапециидальным и сегментообразным участками профиля зерна;

ε – угол заострения вершины зерна.

Однако, поперечный срез, оставленный алмазным зерном в керамике, отличается от идеального (рис.2). Его ширину $B2$ можно определить как:

$$B2_{n,m} = a \cdot \omega(tr_{n,m})^f,$$

где a и c – коэффициенты уравнения регрессии;

$\omega(tr_{n,m})$ – удельная производительность.

Ширина среза, оставленного алмазным зерном в керамике, с учетом хрупкого разрушения:

$$B3_{n,m} = B1_{n,m} + (B2_{n,m} - B1_{n,m}) \cdot F(B2_{n,m}, tr_{n,m}),$$

где $F(B2_{n,m}, tr_{n,m})$ – вероятность появления очага разрушения $B2$ на глубине tr .

Количество зерен на режущей поверхности:

$$N = n' \cdot S = \frac{K}{65 \cdot X_n^2} \cdot (1 - \varepsilon_k) \cdot \frac{60 \cdot \Delta \cdot l6 \cdot (V_k \pm Vc)}{Vc}$$

где K – концентрация алмазов в круге, %;

X_n – номинальный паспортный размер алмазного зерна, мкм;

$\varepsilon_k = 0,2 - 0,9$ – относительная критическая глубина заделки зерен: меньшие значения – соответствуют меньшим зернистостям и на металлической связке кругов, большие значения – крупным зернам и на бакелитовой связке кругов;

$l6$ – базовая длина поверхности, на которой производится измерение параметров шероховатости;

V_k – скорость круга, м/с;

Vc – скорость стола, м/мин.

С учетом того, что режущие зерна расположены на различной высоте, количество действительных зерен, участвующих в резании, определится как:

$$N1_{n,m} = N \cdot Fk(tr_{n,m}),$$

где $Fk(tr_{n,m})$ – вероятность появления зерен на глубине $tr_{n,m}$.

Суммарную ширину поперечного сечения среза $BK_{n,m}$ определим как сумму произведения количества активных режущих зерен на ширину единичного сечения среза с учетом вероятности их перекрытия и суммарной ширины поперечного среза в предшествующем слое.

$$BK_{n,m} = \begin{cases} N1_{n,m} \cdot B3_{n,m} \cdot \left(1 - \frac{BK_{n,m-1}}{l6} \right) + BK_{n,m-1}, & BK_{n,m-1} < l6 \cdot 0,995 \\ l6, & BK_{n,m-1} \geq l6 \cdot 0,995 \end{cases}$$

Площадь единичного сечения среза может быть определена

$$F_{n,m} = \begin{cases} (B51 \cdot (tr_{n,m} - az) + F51) + \frac{(tr_{n,m} - az)^2}{\tan\left(\frac{\pi - \varepsilon}{2}\right)}, & tr_{n,m} > az \\ \frac{\rho^2}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot \alpha_{n,m}}{180} - \sin(\alpha_{n,m}) \right), & tr_{n,m} \leq az \end{cases}$$

где $B51$ и $F51$ – ширина и площадь сечения среза на глубине az ;
 α – угол сегмента, при моделировании режущей части зерна сферой, град.
 Суммарная площадь поперечного сечения среза FSS , с учетом вероятности перекрытия

$$FS_{n,m} = N1_{n,m} \cdot (F_{n,m} - F_{n+1,m}) \cdot \left(1 - \frac{BK_{n,m-1}}{l6}\right) + FS_{n,m-1};$$

$$FSS_{n,m} = \begin{cases} FS_{n,m}, & FS_{n,m} < l6 \cdot (tr_{n,m} - tr_{n+1,m}) \\ l6 \cdot (tr_{n,m} - tr_{n+1,m}), & FS_{n,m} \geq l6 \cdot (tr_{n,m} - tr_{n+1,m}) \end{cases}$$

Рассмотрим процесс формообразования на участке ОВ (см.рис. 1). Фактическая глубина внедрения зерен на этом участке контактирования круга с заготовкой

$$tr2_{n,m} = tr_{n,i-m}.$$

Аналогичным образом распределены для этого участка количество активных режущих зерен $N2$, ширина единичного среза $B22$ и площади единичных сечений срезов $F2$

$$N2_{n,m} = N1_{n,i-m}, \quad B22_{n,m} = B3_{n,i-m}, \quad F2_{n,m} = F_{n,i-m}.$$

При определении суммарной ширины среза $BK2$ и суммарной площади сечения среза $FS2$ на этом участке начальный вектор столбец равен последнему вектор столбцу зоны врезания

$$BK2_{n,0} = BK_{n,i}, \quad FS2_{n,0} = FSS_{n,i}.$$

Суммарная ширина среза на участке ОВ

$$BK2_{n,m} = \begin{cases} N2_{n,m} \cdot B22_{n,m} \cdot \left(1 - \frac{BK2_{n,m-1}}{l6}\right) + BK2_{n,m-1}, & BK2_{n,m-1} \leq l6 \\ l6, & BK2_{n,m-1} > l6 \end{cases}$$

Суммарная площадь сечения среза

$$FS2_{n,m} = N2_{n,m} \cdot (F2_{n,m} - F2_{n+1,m}) \cdot \left(1 - \frac{BK2_{n,m-1}}{l6}\right) + FS2_{n,m-1}.$$

Площадь сечения среза приходящаяся на одно зерно s , в шероховатом слое

$$FZ_s = \sum_{k=t}^s \frac{FS2_{k,i}}{\sum_{j=k}^s N2_{j,i}}, \quad \text{при } s = t, t+1 \dots i,$$

где t – номер интервала, в котором происходит перекрытие поперечных сечений среза.

Максимальную площадь поперечного сечения среза $FZ_{\max}$ будет иметь то зерно, которое имеет максимальную глубину внедрения

$$FZ_{\max} = FZ_i.$$

Наибольшую высоту профиля $R_{\max}$ определим как:

$$R_{\max} = tz2_{i,1} + ck,$$

где $tz2_{i,1}$ – глубина, при которой происходит полное перекрытие поперечных срезов;

ck – приращение глубины резания, возникающее в результате хрупкого разрушения (см. рис.2.2).

$$ck = \sqrt{\rho^2 - \frac{B5^2}{4}} - \sqrt{\rho^2 - \frac{B51^2}{4}}.$$

$$R_{\max} = tz2_{i,1} + \sqrt{\rho^2 - \frac{B5^2}{4}} - \sqrt{\rho^2 - \frac{B51^2}{4}}.$$

Относительная опорная длина профиля tp , согласно ГОСТ 2789-73, может быть определена

$$tp = \frac{1}{l6} \cdot \sum_{i=1}^n b_i,$$

где $\sum b_i$ – сумма длин отрезков отсекаемых на заданном уровне.

$$tp_s = \frac{1}{l6} \cdot (l6 - BK2_{s,i}) \quad \text{при } s = t, t+1 \dots i \quad (1)$$

где t – интервал в котором происходит перекрытие поперечных сечений срезов;

i – конечный интервал.

Уровень сечения профиля

$$P_s = \frac{tz2_{s,1}}{tz2_{i,1}}.$$

Среднее арифметическое отклонение профиля может быть вычислено по площади выступов и площади впадин, измеренных от средней линии [4]

$$Ra = \frac{F_1 + F_2}{l6} = \frac{l6 \cdot R_{\max} - \sum_{k=1}^i FS2_{k,i}}{l6}.$$

Параметр шероховатости Rz – высота неровности по десяти точкам, согласно ГОСТ 2789-73, может быть определена:

$$Rz = \frac{\sum_{n=1}^5 H_n^{\max} - \sum_{m=1}^5 H_m^{\min}}{5},$$

где $\sum H_n^{\max}$ – сумма высот 5-ти максимальных вершин шероховатого слоя;

$\sum H_m^{\min}$ – сумма высот 5-ти минимальных впадин.

Так как параметры шероховатости определяем с допущением того,

что все вершины находятся на одной линии в i -том интервале, то:

$$\sum_{n=1}^5 H_n^{\max} = 5 \cdot R_{\max},$$

Размеры впадин определим как:

$$H_m^{\min} = \Delta t_m + \left(\frac{a}{2} \cdot \omega(t_m)^c - t_m \right) \cdot F(b_k),$$

где Δt_m – разновысотность зерна m .

Разновысотность зерен определим из функции распределения вероятностей. Для распределения Вейбулла – Гнеденко соответствующая функция выразится следующим образом

$$F(\Delta t) = 1 - e^{-\frac{\Delta t^r}{\beta}} \quad (2)$$

Вероятность появления зерна m определим:

$$F(\Delta t_m) = \frac{m}{NN},$$

где NN – число активных режущих зерен, попадающих в слой шероховатости.

На основании предшествующих рассуждений число активных режущих зерен, попадающих в слой высотой $R_{\max}$ может быть определено:

$$NN = n' \cdot S \cdot Fk(R_{\max}) = \frac{K}{65 \cdot X_n^2} \cdot (1 - \varepsilon_k) \cdot \frac{120 \cdot V_k \cdot l_6 \cdot Fk(R_{\max})}{V_c} \cdot \sqrt{2 \cdot R_{\max} \cdot R - R_{\max}^2}.$$

Разновысотность зерна m , из формулы (2), будет равна

$$\Delta t_m = \left(\frac{-\beta \cdot \log(1 - F(\Delta t_m))}{0,4343} \right)^{\frac{1}{r}}.$$

Окончательно параметр Rz :

$$Rz = R_{\max} - \frac{\sum_{m=1}^5 \left(\Delta t_m + \left(\frac{a}{2} \cdot \omega(\Delta t_m)^c - t_m \right) \cdot F(\Delta t_m) \right)}{5}.$$

Средний шаг неровностей профиля Sm , в пределах базовой длины, определим по числу активных режущих зерен оставляющих свой след в слое шероховатости

$$Sm = \frac{1}{NN - 1}.$$

Зная координату средней линии, используя для этого уравнение (1) относительной опорной длины профиля lp , может быть определен средний шаг местных выступов профиля S

$$S = \frac{1}{NN2 - 1},$$

где $NN2$ – число активных режущих зерен участвующих в процессе резания в интервале глубин резания от tz_{50} до tz_{100} ,

где tz_{50} – глубина резания, соответствующая средней линии;

tz_{100} – глубина резания, соответствующая $R_{\max}$.

$$NN2 = \frac{K}{65 \cdot X_n^2} \cdot (1 - \varepsilon_k) \cdot \frac{120 \cdot V_k \cdot l_6 \cdot (Fk(R_{\max}) - Fk(tz_{50}))}{V_c} \cdot \sqrt{2 \cdot R_{\max} \cdot R - R_{\max}^2}.$$

Проведенные экспериментальные исследования показали, что данная математическая модель адекватно отражает реальный механизм формирования шероховатости конструкционной керамики при алмазном шлифовании. Таким образом, модель позволяет прогнозировать все параметры шероховатости поверхности керамики, в соответствии с ГОСТ 2789-73, при алмазном шлифовании и изготавливать минералокерамические изделия с рациональными показателями высоты микронеровностей.

Список литературы: 1. Новоселов Ю.К., Кулагин С.П., Леонов С.Л., Татаркин Е.Ю. Технологическое обеспечение качества изготовления деталей с износостойким покрытием. – Новосибирск: издательство Новосибирского университета, 1993. – 205с. 2. Суслов А.Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей. – М.: Машиностроение, 1987. – 208с. 3. Матюха П.Г. Теоретические и экспериментальные исследования кинематики процесса и рельефа круга при алмазно-искровом шлифовании. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.03.01. – Донецк: ДПИ, 1979. – 23с. 4. Новоселов Ю.К. Динамика формообразования поверхностей при абразивной обработке. – Саратов: Издательство Саратовского университета, 1979. – 232с. 5. Маслов Е.Н. Основы теории шлифования металлов. – М.: Машгиз, 1951. – 177с. 6. Аскалонова Т.А., Лукин Л.Н. Использование моделей как эвристического критерия в исследовании геометрических параметров алмазных зерен. /Молодежь и технический прогресс. Материалы конференции. – Барнаул, 1969. – С. 78 – 84. 7. Ершов Т.В., Лукин Л.Н., Гончаров В.Д. Исследование корреляционных связей линейных и геометрических параметров зерен синтетических алмазов. /Станки и режущие инструменты. – Харьков: ХГУ, 1968. – вып.7. – С. 20 – 23. 8. Абразивная и алмазная обработка материалов. Справочник /Под ред. А.Н. Резникова. – М.:Маш., 1977. – 391с.

Статья поступила в редакцию 23.01.2002 г.

УЧЕТ ВЕРОЯТНОСТИ РАЗРУШЕНИЯ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ СРЕДНЕГО ПЕРИОДА ЕГО СТОЙКОСТИ

Ивченко Т.Г. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The forecasting of the average period of stability and factor of its variation is carried out with use of the established laws of influence of conditions of operation and time of functioning of the cutting tool for probability of its destruction

Важнейшим показателем безотказности функционирования режущего инструмента является средний период его стойкости, характеризующий среднюю наработку на отказ. Вопросам исследования стойкости инструмента посвящены многочисленные работы различных авторов. В настоящее время достаточно хорошо изучены и теоретически описаны взаимосвязи стойкости инструмента с различными параметрами механообработки в условиях его изнашивания. Многочисленные экспериментальные исследования современного сборного твердосплавного инструмента в производственных условиях свидетельствуют о наличии большого количества отказов, связанных с его разрушением. В этом случае общепринятые стойкостные зависимости оказываются неадекватными для описания закономерностей функционирования инструмента и прогнозирования его поведения в реальных условиях эксплуатации.

В настоящей работе представлена методика теоретического определения среднего периода стойкости T сборного твердосплавного режущего инструмента и коэффициента вариации стойкости V_T с учетом вероятности разрушения q_P в заданных условиях эксплуатации. На основании теоретических исследований для различных условий эксплуатации прогнозируются законы распределения стойкости инструмента и их параметры. В случае, когда преимущественным видом отказов режущего инструмента является достижение предельно допустимого износа, нормативный средний период стойкости T_H определяется по известным стойкостным зависимостям, представленным в справочно-нормативной литературе. При этом рассеивание стойкости, характеризующее среднеквадратичным отклонением S_H , незначительно и коэффициент ее вариации V_H и не превышает 0,3. В таком случае целесообразно использование нормального закона распределения стойкости с параметрами T_H и S_H .

При наличии отказов режущего инструмента, связанных с разрушением, средний период стойкости T снижается. Его связь с вероятностью разрушения q_P и изнашивания q_H выражается следующим образом:

$$T = T_H q_H + T_P q_P = T_H (1 - \alpha q_P), \quad (1)$$

где $\alpha = 1 - T_P/T_H$ - коэффициент, учитывающий соотношение среднего периода стойкости до разрушения T_P с нормативным T_H , при $(q_P + q_H) = 1$.

Наличие отказов, связанных с разрушением, приводит не только к уменьшению среднего периода стойкости T , но и изменяет коэффициент вариации V_T :

$$V_T = \sqrt{V_H^2 + \alpha^2 q_P^2} / [1 - \alpha q_P]. \quad (2)$$

Вероятность разрушения устанавливается на основании сопоставления уровня прочности режущего лезвия $P_{ин}$ с уровнем действующей на него нагрузки P_z с учетом линейного изменения прочности и нагрузки во времени:

$$P_{ин}(\tau) = P_{ин} - c_2 \tau; \quad P_z(\tau) = P_z + c_1 \tau, \quad (3)$$

где c_1 , c_2 - соответственно скорости изменения прочности и нагрузки.

Для нормального закона распределения показателей прочности и нагрузки с коэффициентом вариации V_P вероятность разрушения режущего лезвия в зависимости от времени его работы равна:

$$q_P(\tau) = \Phi \left[-(\eta - 1 - c\tau) / V_P \sqrt{(\eta^2 + 1)} \right], \quad (4)$$

где $\eta = P_{ин}/P_z$ - коэффициент безопасности; c - коэффициент, характеризующий общую суммарную скорость изменения прочности и нагрузки в отношении к действующей нагрузке: $c = (c_1 + c_2)/P_z [1]$.

Оценка коэффициента безопасности η возможна как на основании теоретических расчетов прочности инструмента и действующей на него нагрузки, так и на основании экспериментальных исследований. В представляемой работе уровень нагрузки на инструмент характеризуется действующей в заданных условиях силой резания P_z , уровень прочности - силой $P_{ин}$, достаточной для разрушения инструмента в данный момент времени. Для расчета сил используются общепринятые эмпирические зависимости. Оценка прочности инструмента осуществляется на основании определяемой экспериментально разрушающей подачи s_P , которая позволяет рассчитать силу, обеспечивающую разрушение режущего лезвия.

Вероятность безотказной работы инструмента до его разрушения для нормальных законов распределения прочности и нагрузки:

$$P_P(\tau) = 1 - q_P(\tau) = 1 - \Phi \left[-((\eta - 1)/c - \tau) / V_P \sqrt{(\eta^2 + 1)} \right]. \quad (5)$$

Как следует из представленной зависимости, фактический закон распределения стойкости до разрушения в случае нормального распределения прочности и нагрузки также нормальный с параметрами $T_{PФ}$ - фактическим средним значением периода стойкости до разрушения и $S_{PФ}$ - среднеквадратичным отклонением, а так же коэффициентом вариации $V_{PФ}$:

$$T_{PФ} = (\eta - 1)/c; \quad S_{PФ} = V_P \sqrt{(\eta^2 + 1)}/c; \quad V_{PФ} = V_P \sqrt{(\eta^2 + 1)}/(\eta - 1). \quad (6)$$

На рис. 1 представлены плотности распределения стойкости до износа $T_H = T_H$ и стойкостей до разрушения $T_{PФ1}$ и $T_{PФ2}$ при различных значениях η :

$$f_{T_H}(\tau) = \frac{1}{S_H \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(\tau - T_H)^2}{2S_H^2} \right]; f_{T_{p\phi}}(\tau) = \frac{1}{S_{p\phi} \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(\tau - T_{p\phi})^2}{2S_{p\phi}^2} \right]. \quad (7)$$

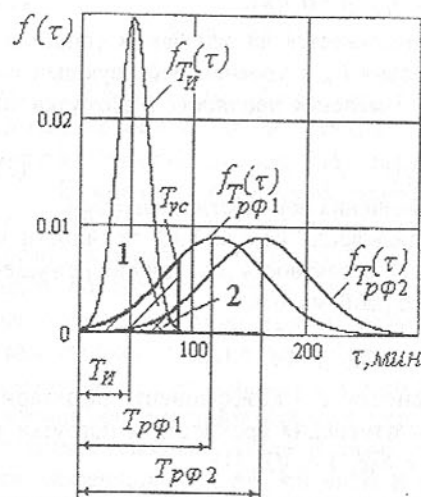


Рис.1. Графики плотности распределения $f(\tau)$ стойкости до износа T_H и стойкостей до разрушения $T_{p\phi 1}$ и $T_{p\phi 2}$.

ния, необходимая для разрушения инструмента, $P_{ин1} = 18 \text{ кН}$, $P_{ин2} = 23 \text{ кН}$, коэффициенты ее вариации $V_H = 0,3$. Коэффициенты безопасности $\eta_1 = 6,2$, $\eta_2 = 7,8$.

Как следует из графика, фактические средние стойкости до разрушения $T_{p\phi 1}$ и $T_{p\phi 2}$ значительно превышают среднюю стойкость до износа T_H , причем с увеличением коэффициента безопасности η фактические средние стойкости до разрушения $T_{p\phi}$ снижаются. Однако, при функционировании режущего инструмента наблюдаются только указанные на рис.1 заштрихованные области 1 и 2, представляющие собой усеченные плотности распределения стойкостей до разрушения $T_{p\phi 1}$ и $T_{p\phi 2}$. Границу усечения целесообразно принимать равной

$$T_{yc} \approx T_H + 3S_H \approx 1,9T_H. \quad (8)$$

В связи с вышеизложенным средний период стойкости до разрушения, наблюдаемый в эксплуатации, может быть определен, исходя из плотности распределения стойкости до разрушения $f_{T_{p\phi}}(\tau)$:

$$T_p = \int_0^{1,9T_H} \tau \frac{c}{V_H \sqrt{(\eta^2 + 1)} \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(\tau - (\eta - 1)/c)^2 c^2}{2V_H^2 (\eta^2 + 1)} \right] d\tau. \quad (9)$$

Наличие отказов, связанных с разрушением, приводит не только к уменьшению среднего периода стойкости T , но и изменяет коэффициент вариации V_T :

$$V_T = \sqrt{V_H^2 + \alpha^2 q_p^2} / [1 - \alpha q_p]. \quad (2)$$

Вероятность разрушения устанавливается на основании сопоставления уровня прочности режущего лезвия $P_{ин}$ с уровнем действующей на него нагрузки P_z с учетом линейного изменения прочности и нагрузки во времени:

$$P_{ин}(\tau) = P_{ин} - c_2 \tau; \quad P_z(\tau) = P_z + c_1 \tau, \quad (3)$$

где c_1 , c_2 - соответственно скорости изменения прочности и нагрузки.

Для нормального закона распределения показателей прочности и нагрузки с коэффициентом вариации V_H вероятность разрушения режущего лезвия в зависимости от времени его работы равна:

$$q_p(\tau) = \Phi \left[-(\eta - 1 - c\tau) / V_H \sqrt{(\eta^2 + 1)} \right], \quad (4)$$

где $\eta = P_{ин}/P_z$ - коэффициент безопасности; c - коэффициент, характеризующий общую суммарную скорость изменения прочности и нагрузки в отношении к действующей нагрузке: $c = (c_1 + c_2) / P_z [1]$.

Оценка коэффициента безопасности η возможна как на основании теоретических расчетов прочности инструмента и действующей на него нагрузки, так и на основании экспериментальных исследований. В представляемой работе уровень нагрузки на инструмент характеризуется действующей в заданных условиях силой резания P_z , уровень прочности - силой $P_{ин}$, достаточной для разрушения инструмента в данный момент времени. Для расчета сил используются общепринятые эмпирические зависимости. Оценка прочности инструмента осуществляется на основании определяемой экспериментально разрушающей подачи s_p , которая позволяет рассчитать силу, обеспечивающую разрушение режущего лезвия.

Вероятность безотказной работы инструмента до его разрушения для нормальных законов распределения прочности и нагрузки:

$$P_p(\tau) = 1 - q_p(\tau) = 1 - \Phi \left[-((\eta - 1)/c - \tau)c / V_H \sqrt{(\eta^2 + 1)} \right]. \quad (5)$$

Как следует из представленной зависимости, фактический закон распределения стойкости до разрушения в случае нормального распределения прочности и нагрузки также нормальный с параметрами $T_{p\phi}$ - фактическим средним значением периода стойкости до разрушения и $S_{p\phi}$ - среднеквадратичным отклонением, а так же коэффициентом вариации $V_{p\phi}$:

$$T_{p\phi} = (\eta - 1)/c; \quad S_{p\phi} = V_H \sqrt{(\eta^2 + 1)}/c; \quad V_{p\phi} = V_H \sqrt{(\eta^2 + 1)}/(\eta - 1). \quad (6)$$

На рис. 1 представлены плотности распределения стойкости до износа $T_H = T_H$ и стойкостей до разрушения $T_{p\phi 1}$ и $T_{p\phi 2}$ при различных значениях η :

На рис. 2а) представлены графики влияния коэффициента безопасности η на вероятность разрушения q_p и коэффициент α , определяющие поправочный коэффициент на нормативный период стойкости, учитывающий прочность инструмента:

$$K_{\Pi}(\eta) = T(\eta)/T_H = (1 - \alpha(\eta)q_p(\eta)). \quad (10)$$

Немонотонный характер изменения коэффициента K_{Π} объясняется совместным влиянием α и q_p и свидетельствует о том, что при низкой прочности средний период стойкости T может быть существенно увеличен за счет повышения коэффициента безопасности η . С увеличением прочности средний период стойкости T значительно возрастает и, приближаясь к нормативной стойкости T_H , практически не зависит от коэффициента η .

На рис. 2б) поправочный коэффициент K_{Π} показан для различных значений коэффициента интенсивности изменения прочности и нагрузки во времени: график 1 - $c_1 = 0,02 \text{ мин}^{-1}$, график 2 - $c_2 = 0,04 \text{ мин}^{-1}$, график 3 - $c_3 = 0,045 \text{ мин}^{-1}$. В области низкой прочности коэффициент c практически не влияет на рост среднего периода стойкости T . При повышении прочности с уменьшением коэффициента c поправочный коэффициент K_{Π} незначительно увеличивается.

На рис. 3 представлен график зависимости коэффициента вариации стойкости V_T от коэффициента безопасности η для различных значений c : график 1 - $c_1 = 0,02 \text{ мин}^{-1}$, график 2 - $c_2 = 0,04 \text{ мин}^{-1}$, позволяющий количественно оценить рассеивание стойкости при различной прочности инструмента.

Таким образом, теоретически разработана и экспериментально проверена методика учета прочности сборного твердосплавного инструмента, оцениваемая коэффициентом безопасности и вероятностью разрушения, при определении среднего периода стойкости и коэффициента вариации стойкости.

Список литературы. 1. Ивченко Т.Г., Клименко Г.П., Васильченко Я.В. Прогнозирование вероятности безотказной работы инструмента с учетом его прочности и действующей нагрузки. // Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем. Краматорск: ДГМА. - Вып. 6. - 1996. - С. 171-176.

Статья поступила в редакцию 29.01.2002 г.

РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПИАЛЬНО-СТРУКТУРНЫХ МОДЕЛЕЙ ПРИ ТОРЦОВОМ ШЛИФОВАНИИ ПРЕДМЕТА ОБРАБОТКИ

Ищенко А.Л., Михайлов А.Н., Байков А.В.,
Удовиченко В.А., Швырёв Д.А.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

In a paper the problems of development of structures for handling flat surfaces by a method of face grinding are considered. Is established, that the structures can will vary from dot up to flat. The methods of their forming are offered and the recommendations for their use are given.

Одно из направлений интенсификации процесса шлифования плоских поверхностей может быть реализовано с использованием многоинструментной обработки. Для реализации этого направления необходимо разработать принципиально-структурные модели, которые должны отражать возможные варианты обработки плоских поверхностей методом торцового шлифования.

Принципиально-структурная модель должна разрабатываться на ранних стадиях проектирования и служит основой для дальнейшей конструкторской разработки.

Установлено, что для получения принципиально-структурной модели необходима и достаточна совокупность движений двух составляющих элементов - шлифовального инструмента и предмета обработки.

Эта совокупность может быть описана следующим выражением:

$$M_i = D_{u_k} \wedge D_{\Pi O_k},$$

где M_i - i -ая принципиально-структурная модель;

D_{u_k} - k -ая совокупность гометро-кинематических параметров шлифовального инструмента;

$D_{\Pi O_k}$ - j -ая совокупность геометро-кинематических параметров предмета обработки.

В общем случае принципиально-структурные модели можно описать выражением:

$$M = D_u \wedge D_{\Pi O} \quad (1)$$

D_u - множество гометро-кинематических параметров шлифовального инструмента;

$D_{\Pi O}$ - множество геометро-кинематических параметров предмета обработки.

В свою очередь D_u можно представить как множество, состоящее из трех подмножеств:

$$D_u = (B_u, \Pi_u, N_u),$$

где B_u – подмножество вращательных движений шлифовального инструмента;

Π_u – подмножество поступательных движений шлифовального инструмента;

N_u – подмножество шлифовальных кругов.

Аналогично опишем множество $D_{по}$:

$$D_{по} = (B_{по}, \Pi_{по}),$$

где $B_{по}$ – подмножество вращательных движений предмета обработки;

$\Pi_{по}$ – подмножество поступательных движений предмета обработки.

В отдельных случаях множество геометро-кинематических параметров предмета обработки может вырождаться в пустое:

$$D_{по} = \emptyset.$$

В частном случае выражение (1) примет вид:

$$M = D_u = (B_u, \Pi_u, N_u).$$

Для получения принципиально-структурных моделей торцового шлифования на основании выражения (1) получим:

$$M = (B_u, \Pi_u, N_u) \wedge (B_{по}, \Pi_{по}) \quad (2)$$

где $B_u = (V_1, V_2, V_3, V_4)$

где V_1 – вращение круга относительно вертикальной оси с постоянной скоростью;

V_2 – вращение круга относительно вертикальной оси с переменной скоростью;

V_3 – переносное вращательное движение шлифовального инструмента относительно вертикальной оси с постоянной скоростью;

V_4 – переносное вращательное движение шлифовального инструмента относительно вертикальной оси с переменной скоростью.

$$\Pi_u = (S_1, S_2, S_3, S_4)$$

где S_1 – продольное перемещение с постоянной скоростью в горизонтальной плоскости;

S_2 – продольное перемещение с переменной скоростью в горизонтальной плоскости;

S_3 – поперечное перемещение с постоянной скоростью в горизонтальной плоскости;

S_4 – поперечное перемещение с переменной скоростью в горизонтальной плоскости;

$N_u = \overline{i, N}$ – количество шлифовальных кругов в шлифовальном инструменте.

$$B_{по} = (W_1, W_2)$$

W_1 – вращение предмета обработки с постоянной скоростью;

W_2 – вращение предмета обработки с переменной скоростью.

$$\Pi_{по} = (p_1, p_2, p_3, p_4)$$

где p_1 – продольное перемещение предмета обработки с постоянной скоростью;

p_2 – продольное перемещение предмета обработки с переменной скоростью;

p_3 – поперечное перемещение предмета обработки с постоянной скоростью;

p_4 – поперечное перемещение предмета обработки с переменной скоростью.

На основании этих описаний получим общую формулу для генерации принципиально-структурных моделей:

$$M = [(V_1 \wedge V_2 \wedge V_3 \wedge V_4) \wedge (S_1 \wedge S_2 \wedge S_3 \wedge S_4) \wedge (i, N)] \cap \cap [(W_1 \wedge W_2) \wedge (p_1 \wedge p_2 \wedge p_3 \wedge p_4)] \quad (3)$$

Если представить шлифовальный торцовый круг как материальную точку, шлифование предмета обработки можно рассматривать как точечную структуру (рис. 1).

Если обработка ведется в одной плоскости количеством кругов больше одного (совокупность точек реализует прямую или плоскость), то такую обработку можно рассматривать как плоскую структуру (рис. 2).

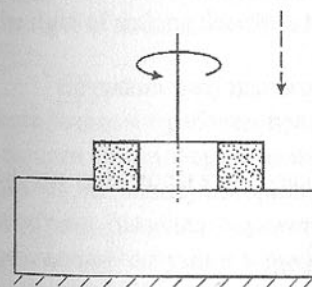


Рис. 1. Вариант точечной структуры шлифования изделия.

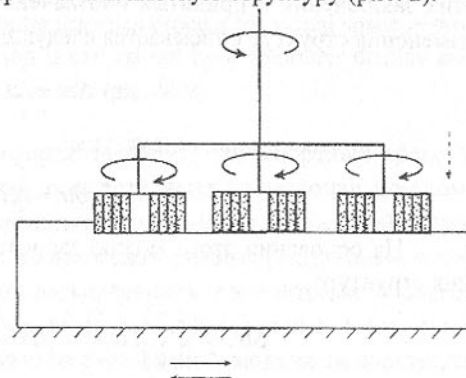


Рис. 2. Вариант плоской структуры шлифования изделия.

Последняя структура – объемная (рис. 3) – обработка ведется кругами больше одного, но расположенными в разных плоскостях.

Структуры шлифования торцом круга могут изменяться от точечной до плоской и возможные их комбинации (точечно-плоская, объемно-плоская, точечно-объемная и т.д.).

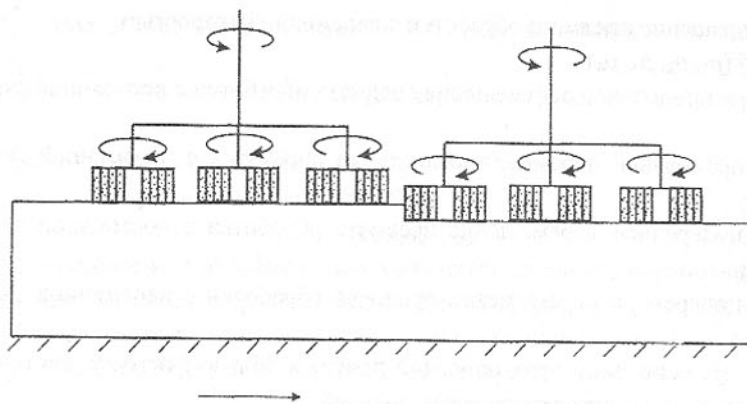


Рис. 3. Объемная структура плоского шлифования предмета обработки торцом круга.

Для получения возможных комбинаций структур обозначим точечную структуру $ТО$, плоскую – $ПЛ$, объемную $ОБ$.

Очевидно, что максимальную производительность можно получить при использовании объемной структуры, а минимальная производительность получится при использовании точечной структуры. На основании этих заключений и принятых обозначений получим, что верхняя граница изменения структур описывается следующим выражением:

$$\sup Str = \bigwedge_i ОБ_i;$$

- нижняя граница структуры:

$$\inf Str = \bigwedge_i ТО_i.$$

На основании этого можно записать общее выражение формирования структур:

$$Str_j = \bigwedge_{i=0}^n \bigvee_{p=0}^p ТО \bigwedge_{n=0}^n \bigvee_{k=0}^k ПЛ \bigwedge_{p=0}^p \bigvee_{m=0}^m ОБ, \quad (4)$$

где i - максимально возможное число вариантов структур;
 n, k, p, m - промежуточные числа вариантов структур, которые должны удовлетворять следующим условиям:

$$0 \leq n \leq i,$$

$$0 \leq p \leq i,$$

$$0 \leq k \leq i,$$

$$0 \leq m \leq i.$$

Формулы (3,4) позволяют генерировать все возможные варианты

структур при обработке плоских деталей методом торцевого шлифования. Для плоских и объемных структур ограничения могут быть предложены по динамическим процессам и процессам влияющих на формирование поверхностного слоя обрабатываемой поверхности, которые возникают в процессе обработки (в данной работе эти вопросы не рассматриваются).

Объемные структуры целесообразно использовать при удалении большого припуска, что позволит повысить производительность обработки и может быть использована при черновом шлифовании.

Плоские структуры могут быть использованы при чистовой и получистовой обработке.

Точечные структуры характерны для отделочных и доводочных операций.

Статья поступила в редакцию 10.01.2002 г.

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИЗУАЛЬНОГО ПРОСТРАНСТВА

Кавун Ю.М., Тернов С.А. (ДонНУ, ДонГАУ, г. Донецк, Украина)

The implication of interactive computer graphics process for visual space is proposed. The search of optimal solution is carried out by a computer display and the right of making decisions has a user or a computer.

Создание визуального комфорта оператору транспортных средств, находящемуся в рабочем положении, осуществляется на персональном компьютере путем формирования геометрической модели визуальной ситуации на наглядных изображениях в диалоговом режиме [1-3]. Поиск оптимального решения осуществляют варьированием параметрами объектов визуальной ситуации в рамках определенных ограничений с постоянным контролем его результатов. В качестве наглядной модели используется вторичная модель объектов визуального пространства – его плоского отображения, характер которого определяют на конкретном этапе проектирования транспортного средства.

Основной задачей автоматизированного моделирования визуального пространства является описание пространственной геометрической и построение плоской моделей визуальной ситуации, установление конструктивных связей и функциональных зависимостей между ними, обеспечение возможности видоизменять плоские изображения по заданным инвариантам и управлять этими процессами.

В общем случае задача автоматизированного моделирования описывается следующей пятеркой:

$$AMBK = \{ OVB, OVP, HG, MPM, FC \},$$

где OVB – совокупность объектов визуальной базы транспортного средства;

OVP – искомые объекты визуального пространства;

HG – набор ограничений;

MPM – множество преобразований геометрической модели;

FC – функция управления вычислительным процессом.

Визуальную базу транспортного средства составляют элементы, которые в процессе проектирования новой машины не подлежат видоизменению. Указанные элементы описывают множеством характерных точек или плоских сечений. Математическая модель множества элементов OVB имеет вид:

$$\{OVB_i\} = \{K_i, \{BM_{ik}\}, NB_{ik}\},$$

где K_i – количество сечений, описывающих i -ый элемент визуального пространства;

BM_{ik} – множество параметров, характеризующих пространственное положение K -го сечения i -го элемента;

NB_{ik} – количество характерных точек K -го сечения i -го элемента.

Визуальное пространство составляют конструктивные элементы транспортного средства, объектов наблюдения и внешней среды в пределах функциональной зоны системы «оператор – машина – функциональная зона». Математическую модель множества элементов OVP можно представить в виде:

$$\{OVP_i\} = \{KBC_i, \{XYZB_i\}, BP, BC, CTB, VM\},$$

где KBC_i – количество характерных точек i -го элемента;

$\{XYZB_i\}$ – множество значений пространственных координат характерных точек искомого объекта;

BP – треугольная матрица линий плоских сечений размерности $KBC_i \times KBC_j$;

BC – матрица сечений i -го элемента, размерность которой зависит от количества плоских сечений и количества характерных точек их описывающих;

CTB – функция принадлежности;

VM – проверка теста видимости исследуемого контура.

Элементы матрицы BP принимают значения:

$$\{BP_{ij}\} = \begin{cases} 0, & \text{линия между характерными точками } i \text{ и } j \text{ отсутствует;} \\ 1, & \text{характерные точки } i \text{ и } j \text{ соединяют видимое ребро;} \\ -1, & \text{характерные точки } i \text{ и } j \text{ соединяют невидимое ребро} \end{cases}$$

Строки матрицы BC содержат информацию о характерных точках

плоских сечений элементов визуального пространства. Элементы матрицы BC принимают значения:

$$\{BC_{ij}\} = \begin{cases} 0, & j\text{-ая характерная точка принадлежит } i\text{-ому ребру;} \\ 1, & j\text{-ая характерная точка не принадлежит } i\text{-ому ребру;} \end{cases}$$

Функция CTB выполняет проверку теста принадлежности исследуемого объекта наблюдения заданному визуальному объему трехмерного пространства. Процедура проверки заключается в определении принадлежности характерных точек контура объекта наблюдения визуальному объему. Условие принадлежности характерной точки с координатами $x_{ijk}, y_{ijk}, z_{ijk}$ визуальному объему имеет вид:

$$Sgn(A_n x_{ijk} + B_n y_{ijk} + C_n z_{ijk} + D_n) = P_n,$$

где $n = \overline{1, N}$; N – количество плоскостей, образующих визуальный объем;

A_n, B_n, C_n – коэффициенты уравнения n -ой визуальной плоскости;

P_n – признак положительных полупространств плоскостей исследуемого визуального объема.

Результатом работы CTB является булева переменная, принимающая значение "истина" (видно) или "ложь" (не видно).

При проверке теста видимости VM выполняется расчет пространственных координат точек пересечения линий исследуемого объекта наблюдения с гранями визуального объема. Значение пространственных координат указанных точек определяют по формулам:

$$x = \frac{(aB + bC)x_i - By_i - Cz_i - D}{A + aB + bC};$$

$$y = a(x - x_i) + y_i;$$

$$z = b(x - x_i) + z_i,$$

$$\text{где } a = \frac{y_{i+1} - y_i}{x_{i+1} - x_i}; \quad b = \frac{z_{i+1} - z_i}{x_{i+1} - x_i};$$

$i, i+1$ – номера характерных точек линий контура.

Полученные точки пересечения фиксируют, а затем выделяют видимую часть объекта наблюдения [4]. После проверки теста видимости заполняется вектор – строка обзора заданного контура с рабочего места оператора транспортного средства.

Ограничениями являются регламенты действующих международных и национальных стандартов, отраслевые нормативные документы и другое.

Функционирование системы автоматизированного проектирования в интерактивном режиме базируется на построении математической модели, содержащей решение комплекса задач, связанных с описанием функциональных отношений элементов визуального пространства и их плоского отображения. Создание множества функций преобразований предполагает разработку математического аппарата управления формой и положением объектов визуального пространства, описания элементов вторичной моде-

ли и ее взаимосвязь с оригиналом, расчета количественных и качественных характеристик моделируемой визуальной ситуации. В качестве преобразований для вторичной модели используют проекции плоского моделирования обзорности [5]. Расчет количественных и качественных характеристик моделируемой визуальной ситуации осуществляют на основе сферической картины обзора, являющейся базой плоского моделирования обзорности транспортных средств [6]. Функция цели для выполнения расчетов имеет вид:

$$OBK = \frac{\text{sgn}(l-2n)}{10(n-m)} \left[\sum_{i=1}^{n1} OTO_i + \sum_{i=1}^{n2} (\arccos \sqrt{S^i} \setminus \arccos \sqrt{Si}) + \sum_{i=1}^{n3} (\arccos \sqrt{S^i} \setminus \arccos \sqrt{Si}) + \sum_{i=1}^{n4} \sum_{j=1}^{Ki} A^i \setminus A_{ij} \right] + n - m,$$

где n - количество объектов наблюдения;
 m - количество объектов закрытого поля зрения;
 i - номер объекта наблюдения;
 j - номер элемента i -го объекта наблюдения;
 Ki - количество элементов i -го объекта наблюдения;
 A^i - сферическая проекция объекта A ;
 OTO - коэффициент обзора точечного объекта наблюдения;

$$OTO_i = \begin{cases} 0, & i\text{-ый точечный объект находится в закрытом} \\ & \text{поле зрения оператора;} \\ 1, & i\text{-ый точечный объект находится в открытом} \\ & \text{поле зрения оператора;} \end{cases}$$

$n1, n2, n3, n4$ - количество объектов наблюдения в зависимости от их целевого назначения (точечные, линейные, угловые, плоские соответственно), находящихся полностью или частично в открытом поле зрения оператора транспортного средства;

$$L = \frac{x_i x_{i+1} + y_i y_{i+1} + z_i z_{i+1}}{\sqrt{x_i^2 + y_i^2 + z_i^2} \sqrt{x_{i+1}^2 + y_{i+1}^2 + z_{i+1}^2}};$$

$$S = \frac{\sin q_i \sin(q_i - u_i)}{\sin u_i};$$

$$q_i = \frac{u_i + u_{i+1} + u_{i+2}}{2};$$

u_i - сферический угол;

$$n1 + n2 + n3 + n4 = n - m.$$

Функция ФЦ является функцией стратегии вычислительного процесса, регламентирующая порядок применения функций МПМ для достиже-

ния поставленной цели. Функция ФЦ включает в себя блок организации диалога, предусматривающий рациональное распределение функций между конструктором и компьютером. Программные средства организации диалога выполняют обработку прерываний от устройств обратной связи и перевод системы в результате чего в соответствующее состояние. Указанные программные средства предусматривают выполнение всех графических и вычислительных операций для решения задач моделирования визуального пространства. Программы организации диалога также воспроизводят на экране дисплея текстовые и цифровые сообщения, комментирующие ход вычислительного процесса, и содержат прикладные программы корректировки оперативных данных. Это дает возможность вмешиваться в ход вычислительного процесса и получать решения, отвечающие заданным требованиям. В общем случае функция стратегии имеет вид:

$$ФЦ = ОБВ \rightarrow \begin{cases} \text{МПММ} \rightarrow \text{НВП} \end{cases} \rightarrow \text{НГ} \rightarrow \text{ОБС},$$

где НВП - наглядное плоское отображение формируемого визуального пространства.

Результатом автоматизированного моделирования является ортогональный чертеж объектов визуального пространства.

Предлагаемый подход к автоматизированному моделированию визуальной ситуации обеспечивает создание открытой системы, позволяющей в соответствии с изменяющимися условиями расширять круг задач, решаемых системой, без перестройки процесса получения итогового результата за счет расширения пакета прикладных программ и процедур обратной связи. Возможности расширения и модернизации существующих средств автоматизированного проектирования позволяют избежать их морального старения.

Список литературы: 1. Кавун Ю.М. Технология проектирования визуального комфорта оператора. / Межведомственный сборник «Прогрессивные технологии и системы машиностроения». - Донецк: ДГТУ, 2000, вып. 9. - с. 83 - 88. 2. Илинич И.М., Кавун Ю.М., Тернов С.А. и др. Графоаналитическое проектирование обзорности промышленного - тракторного агрегата. - М.: ГОНТИ - НАТИ, 1984. - 48 с. 3. Кавун Ю.М., Головин В.С., Тернов С.А., Бабаева С.А. Построение обзорности из кабины экскаватора с помощью ЭВМ. - Екатеринбург: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1990, №6 - ТМ. - 8 с. 4. Кавун Ю.М., Тернов С.А., Лиманская Л.М. Плоское моделирование обзорности транспортных средств координатным способом. - ГосФАП СССР, №50850000818, 1985. - 82 с. 5. Кавун Ю.М., Тернов С.А. Плоское моделирование визуального пространства при помощи ЭВМ. - Библиографический указатель ВИНТИ «Депонированные научные работы», 1988, №10. - 15 с. 6. Кавун Ю.М., Тернов С.А., Моисеев А.М. Автоматизированная система анализа обзорности при производстве

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЛОСКОЙ МОДЕЛИ ВИЗУАЛЬНОГО ПРОСТРАНСТВА

Кавун Ю.М, Тернов С.А. (ДонНУ, ДонГАУ, г. Донецк, Украина)

The projection parameters of a plane model for visual space are defined. They allow to make the automatic process of choosing the rational projection on the basis of the outline of considered objects' massif.

Выбор рациональной проекции в процессе организации обзорности и определение ее параметров является важнейшим звеном при обеспечении визуального комфорта перспективных моделей самоходных машин. Это имеет значение не только для построения наиболее наглядных плоских графических моделей обзорности, но и при работе с картинками обзора, при решении задач метризации и реконструкции плоского отображения.

Идеальной картинной поверхностью для получения круговых графических моделей обзорности технических средств является сферическая поверхность, центр которой совпадает с точкой зрения оператора. Однако оперировать сферой в процессе создания круговой панорамы крайне трудно и дальнейшее использование сферических чертежей практически невозможно. Поэтому необходимо вторичное отображение сферической картины на плоскость или на развертываемые поверхности. В этом случае возникают неизбежные искажения в связи с тем, что сферу невозможно совместить с указанными поверхностями без нарушения ее внутренней геометрии.

Теория геометрии ткани [1 - 3] и методы математической картографии [4] позволяют получить плоские отображения сферических картин, сохраняющие заданные инварианты отображения.

Плоская картографическая сетка отражает бинарную систему координации объекта – систему параллелей и меридианов и преобразование выполняется по схеме «сфера – плоскость». Для проектирования машин с учетом требований обзорности [5-7], проведения экспертизы обзорности машин и механизмов, а также анализа дорожно-транспортных ситуаций [8] плоское моделирование обзорности средств транспорта рационально проводить по схеме: «пространство – сфера – вспомогательная развертываемая

поверхность – плоскость». Это достигается тем, что объект, помещенный в предметном пространстве и зафиксированный декартовой системой координат совместно с линиями тернарного поля, проецируется центральным методом на сферу из ее центра, в результате чего образуется взаимосвязанное сферическое изображение оригинала и три семейства кривых, называемых сферической 3-тканью. Затем, используя методы картографии, отображают 3-ткань на плоскость путем непрерывной деформации (изотопное изображение), сохранив определенные инварианты отображения. В результате получают плоское отображение с наложенными инвариантами.

В качестве вспомогательной поверхности в зависимости от конфигурации массива объектов наблюдения используется цилиндр, конус, или плоскость. При этом установлено [9], что наиболее рациональными являются плоские отображения проекционного происхождения: цилиндрические, конические и азимутальные для заданных условий плоского отображения.

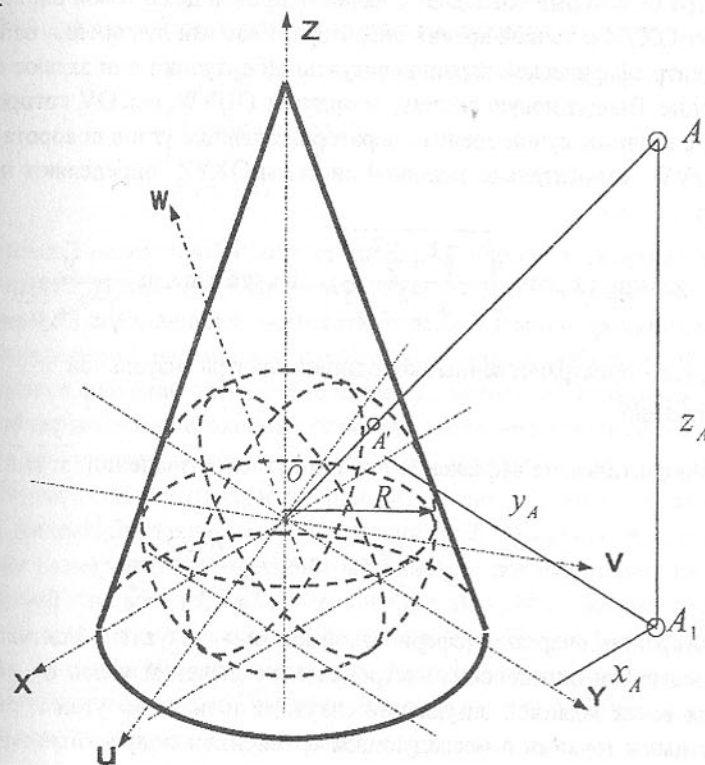


Рис. Геометрический аппарат центрального проецирования

На выбор проекции плоского отображения решающее значение имеют следующие факторы:

- ориентация массива объектов наблюдения относительно экваториальной плоскости сферической картинной поверхности, центр которой совмещен с точкой зрения оператора;
- ориентация главного луча зрения оператора, направленного в центр массива объектов наблюдения относительно пространственной системы координат, начало которой совпадает с точкой зрения оператора и центром сферической картинной поверхности;
- условия плоского отображения сферической картины заданной визуальной ситуации, полученной центральным проецированием из центра сферы.

Предметное пространство отображают геометрическим аппаратом центрального проецирования на поверхность сферы Φ (рис.) радиуса R из ее центра O , который совпадает с началом правой декартовой системы координат $OXYZ$ и точкой зрения оператора. Главный луч зрения направляют в центр сферической картины визуальной ситуации или задают его направление. Вводят новую систему координат $OUVW$, ось OV которой совпадает с главным лучом зрения оператора. Значение углов поворота системы $OUVW$ относительно заданной системы $OXYZ$ определяют по формулам:

$$\chi = \operatorname{sgn} z \arccos \sqrt{\frac{\bar{x}^2 + \bar{y}^2}{\bar{x}^2 + \bar{y}^2 + \bar{z}^2}}; \quad \tau = \operatorname{sgn} x \arccos \frac{\bar{y}}{\sqrt{\bar{x}^2 + \bar{y}^2}},$$

где $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$ – пространственные координаты центра визуальной ситуации.

Аналитические выражения для определения значений $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$ имеют вид:

$$\bar{x} = \frac{x_A}{z_A} \bar{z}; \quad \bar{y} = \frac{y_A}{z_A} \bar{z}; \quad \bar{z} = \frac{R z_A}{\sqrt{x_A^2 + y_A^2 + z_A^2}}.$$

Характер очертания сферической картины визуальной ситуации выявляется путем определения экстремальных значений углов φ^+ , φ^- характерных точек заданной визуальной ситуации и значения угла τ_1 между ее граничными точками с последующим сравнением полученных величин с эталонными [10]. Аналитические выражения для определения величин φ^+ , φ^- , τ_1 имеют вид:

$$\varphi^+ = \max_i \left(\arcsin \frac{w_i}{\sqrt{u_i^2 + v_i^2 + w_i^2}} \right);$$

$$\varphi^- = \min_i \left(\arcsin \frac{w_i}{\sqrt{u_i^2 + v_i^2 + w_i^2}} \right);$$

$$\tau_1 = \arctg \frac{1 - (u_n u_1 + v_n v_1 + w_n w_1)^2}{\sqrt{u_n^2 + v_n^2 + w_n^2} \sqrt{u_1^2 + v_1^2 + w_1^2}}.$$

где $i = 1, N$; N – количество характерных точек визуальной ситуации; $u_n, v_n, w_n, u_k, v_k, w_k$ – координаты граничных точек визуальной ситуации в системе $OUVW$;

значения координат u, v, w определяют по формулам:

$$u = x \cos \tau + y \sin \tau;$$

$$v = y \cos \chi \cos \tau - x \cos \chi \sin \tau + z \sin \chi;$$

$$w = x \sin \chi \sin \tau - y \sin \chi \cos \tau + z \cos \chi.$$

Вид проекции плоского отображения определяют по формулам:

$$k = \begin{cases} 1, \varphi^+, \varphi^-, \tau_1 - \text{отличные от установленных;} \\ 2, |\varphi^+| \leq 75; |\varphi^-| \geq 35; \\ 3, |\tau_1| \leq 30, \end{cases}$$

где значение 1 переменной k соответствует цилиндрическим проекциям;

значение 2 переменной k соответствует коническим проекциям;

значение 3 переменной k соответствует азимутальным проекциям.

Определение параметров графической модели обзорности имеет практическое значение при расчете длины L , высоты H , и радиуса R сферической картинной поверхности, определяющего масштаб изображения, а также ее граничные угловые параметры φ и λ соответственно в вертикальной и горизонтальной плоскостях при различных вариантах задания исходных данных. Значение R радиуса сферической поверхности находят по заданным размерам L и H плоской графической модели обзорности с учетом условий плоского отображения, которые диктуются целями создания машин по критериям обзорности или целями проведения экспертизы обзорности, и значениям экстремальных угловых параметров характерных точек визуальной ситуации. Выражение для определения значения радиуса R сферической поверхности – посредника имеет вид:

$$R = \min (R_1, R_2),$$

где $R_1 = L : (F_1(\varphi^+, \lambda^+) - F_1(\varphi^-, \lambda^-));$

$R_2 = H : (F_2(\varphi^+, \lambda^+) - F_2(\varphi^-, \lambda^-));$

$\lambda^+ = \max_i (\operatorname{sgn} u_i \arccos \frac{v_i}{\sqrt{u_i^2 + v_i^2}});$

$\lambda^- = \min_i (\operatorname{sgn} u_i \arccos \frac{v_i}{\sqrt{u_i^2 + v_i^2}}).$

Явный вид функций F_1 и F_2 определяется формулами расчета выбранной проекции [5] соответственно заменой в последних переменных x_A , y_A , z_A выражениями:

$x_A = R \cos \varphi \cos \lambda;$

$y_A = R \cos \varphi \sin \lambda;$

$z_A = R \sin \varphi.$

В результате получены формулы определения параметров плоской модели визуального пространства в зависимости от характера конфигурации, размеров и пространственной ориентации заданного множества объектов наблюдения и направления главного луча зрения оператора, на основе которых осуществляют построение плоской криволинейной 3-ткани и картины кругового обзора с рабочего места оператора в заданных пределах и возможно выполнение автоматизации процессов выбора проекции.

Список литературы: 1. Бляшке В. Введение в теорию геометрии тканей. – М.: Физматгиз, 1969. – 114 с. 2. Николаевский Г.К. Изотопные преобразования геометрических фигур способом деформации. – В сб.: Вопросы начертательной геометрии и ее приложения. Харьков: ХГУ, 1963, вып. 3. – с. 41 – 49. 3. Кавун Ю.М. Геометрия визуального пространства. ГНТБ Украины, 1994. – 102 с. 4. Соловьев М.Д. Математическая картография. М.: Недра, 1969. – 287 с. 5. Илинич И.М., Никонов В.В., Кавун Ю.М. и др. Графоаналитическое проектирование обзорности промышленного машино – тракторного агрегата. М.: ГОНТИ – НАТИ, 1984. – 48с. 6. Немцов В.П., Обливин В.Н., Кавун Ю.М. и др. Методика оценки обзорности лесозаготовительной техники и оборудования на стадии проектирования. – Красноярск: СибНИИЛП, 1986. – 56 с. 7. Кавун Ю.М., Тернов С.А., Головин В.С., Бабаева С.А. Построение круговой обзорности из кабины экскаватора с помощью ЭВМ. – Сборник трудов ЦНИИТЭИтяжмаш. – Свердловск, 1990, №6. – 8с. 8. Кавун Ю.М., Тернов С.А., Моисеев А.М. Автоматизированная система анализа условий обзорности при производстве судебных автотехнических экспертиз. – Республиканский межведомственный

научно – методический сборник «Криминалистика и судебная экспертиза». – К.: КиевскийНИИСЭ, 1992, вып. 42. – с. 90 – 95. 9. Кавун Ю.М. Технология проектирования визуального комфорта оператора. / Межведомственный сборник «Прогрессивные технологии и системы машиностроения». – Донецк: ДГТУ, 2000, вып. 9. – с. 83 – 88. 10. Кавун Ю.М. Принципы организации обзорности средств транспорта. В сб.: Эргономика в строительстве. М.: ВНИПИ труда в строительстве, 1986. – 182 с.

Статья поступила в редакцию 26.01.2002 г.

УНИФИЦИРОВАННАЯ ФОРМУЛА ПРОЕКЦИЙ МОДЕЛИРОВАНИЯ ОБЗОРНОСТИ

Кавун Ю.М., Тернов С.А. (ДонНУ, ДонГАУ, г. Донецк, Украина)

The analytic expressions are received. They allow to unify the projections calculations with given conditions of operator's visual space reflection and unlimited angle of vision.

Моделирование круговых картин обзора с рабочего места оператора выполняют на основе ряда проекций [1] с заданными условиями плоского отображения визуального пространства оператора с неограниченными углами зрения. С целью приведения к единой системе математического алгоритма необходимо получить такие формулы, которые позволили бы унифицировать математический аппарат и автоматизировать процесс моделирования при помощи компьютерной техники.

Расчет унифицированной формулы проекции плоского моделирования обзорности осуществляют на основе единого проекционного геометрического аппарата [2]. Для этого используется правая декартова система координат $OXYZ$ (рис.), центр O , которой совпадает с центром вспомогательной сферы Φ радиуса R , а ось OY – с главным лучом зрения оператора.

Положение пространственного оригинала A определяют значением его пространственных координат x_A , y_A , z_A . Вокруг сферы описывают конус, ось которого совмещают с осью OZ , а угол между образующей и осью обозначим θ . Вводят плоскую систему координат $O'\zeta\zeta$, начало O' которой определяется пересечением поверхности сферы, конуса и плоскости YOZ . Ось $O'\zeta$ совмещают с образующей конуса, а ось $O'\eta$ определяют как линия второго порядка. Центральным проецированием из центра O находится проекция A' (x_A , y_A , z_A) пространственного оригинала A на поверхность сферы. В зависимости от условий плоского отображения определяется положение второго центра проецирования S ($f_1(x_A, y_A, z_A)$, $f_2(x_A, y_A, z_A)$, $f_3(x_A, y_A, z_A)$) и находится методом центрального проецирования проекция A'' (x_A'' ,

$y_{A''}, z_{A''}$) пространственного оригинала A на поверхность конуса. Разрезав по образующей поверхность – посредник, путем совмещения вспомогательной поверхности с плоскостью получают плоское отображение A_{ξ} оригинала A .

Расчет проекции плоского отображения пространственного оригинала сводится к определению плоских координат ξ, ζ по координатам x_A, y_A, z_A пространственного оригинала A . Значение координаты ζ определяют величиной отрезка $O'A_{\xi}$, граничную точку A_{ξ} которого находят как точку пересечения горизонтальной плоскости, проходящей через точку A'' , с образующей конуса. Координату ξ плоского отображения A_{ξ} оригинала A вычисляют как длину отрезка $O'A_{\xi}$ плоской кривой II-го порядка, граничную точку A_{ξ} которой определяют как точку пересечения плоской кривой с плоскостью, проходящей через точку A'' и ось OZ .

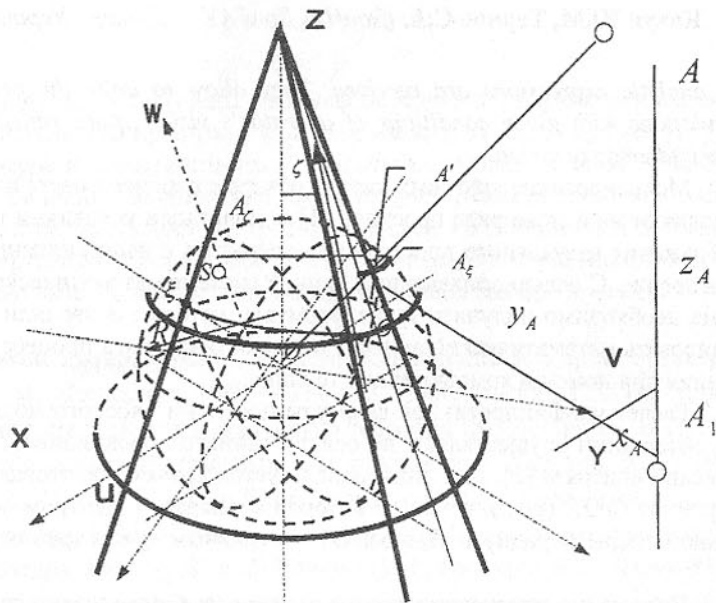


Рис. Геометрический аппарат моделирования визуального пространства

Используя методы математического анализа и аналитической геометрии, получают формулы расчета проекции плоского отображения предметного пространства:

$$\xi = \int_0^{x_A} \sqrt{\frac{A(C-A)x_A^2 + 2D(C-A)x_A + FC - E^2 - D^2}{ACx_A^2 + 2DCx_A + FC - E^2}} dx_A;$$

$$\zeta = R \sqrt{(\cos\theta - \operatorname{sgn} y_A \left| \frac{z_A}{R} - \csc\theta \right| \operatorname{tg}\theta)^2 + (\sin\theta - \frac{z_A}{R})^2},$$

где $x_{A_{\xi}}$ – абсцисса граничной точки координатной кривой;

$z_{A''}$ – аппликата проекции A'' ;

A, D, C, D, E, F – коэффициенты координатной кривой.

Для проекций, применяемых в практике моделирования и анализа обзорности транспортных средств, выражение для определения плоской координаты ξ приводится к виду:

$$\xi = R f_3(\theta) (\arcsin \frac{f(\theta, x_A, y_A, z_A, f_1, f_2)}{f_3} - \arcsin f_4(\theta)),$$

где $f(\theta, x_A, y_A, z_A, f_1, f_2) =$

$$= x_{A''} \left(\frac{-(Dx_{A''} + Ey_{A''}) \pm \sqrt{(D^2 - EF)x_{A''}^2 + 2DEx_{A''} + y_{A''}^2 (E^2 - AF)}}{A(x_{A''}^2 + y_{A''}^2)} \right);$$

$$\operatorname{sgn} f \cdot \operatorname{sgn} x_{A''} = \operatorname{sgn} y_{A''}.$$

Вид функций f_3, f_4 определяется видом используемой проекции (коническая, цилиндрическая, азимутальная), а вид функций f_1, f_2 – условием плоского отображения.

В зависимости от вида используемой поверхности посредника определяют вид функций f_3 и f_4 :

- коническая поверхность

$$f_3 = R \cos \theta; f_4 = 0; f = \frac{x_{A''} R \cos \theta}{\sqrt{x_{A''}^2 + y_{A''}^2}};$$

- цилиндрическая поверхность

$$f_3 = R; f_4 = 0; f = \frac{x_{A''} R}{\sqrt{x_{A''}^2 + y_{A''}^2}};$$

- плоскость

$$f_3 = R; f_4 = 0; f = R \sin \frac{x_{A''}}{y_{A''}};$$

В зависимости от условий плоского отображения [1], используя методы решения дифференциальных уравнений, находят явный вид функций f_1, f_2 (таблица 1-3).

Таблица 1 – Цилиндрические нормальные проекции

Наименование проекции	Функции аппарата проецирования		
	f_1	f_2	t
1	2	3	4
Равновеликая	$t \frac{y_A}{\sqrt{x_A^2 + y_A^2}}$	$t \frac{x_A}{\sqrt{x_A^2 + y_A^2}}$	$\frac{s - k_1 s'}{(k_1 - 1) s}$

1	2	3	4
Конформная	$t \frac{y_A}{\sqrt{x_A^2 + y_A^2}}$	$t \frac{x_A}{\sqrt{x_A^2 + y_A^2}}$	$\frac{z_A - s' \ln \frac{s + s' + z_A}{s + s' - z_A}}{s \ln \frac{s + s' + z_A}{s + s' - z_A} - z_A}$
Эквидистантная	$t \frac{y_A}{\sqrt{x_A^2 + y_A^2}}$	$t \frac{x_A}{\sqrt{x_A^2 + y_A^2}}$	$\frac{z_A - k_2 s' \arcsin \frac{z_A}{s}}{k_2 s \arcsin \frac{z_A}{s} - z_A}$
Произвольная (бицентральная)	$t \frac{y_A}{\sqrt{x_A^2 + y_A^2}}$	$t \frac{x_A}{\sqrt{x_A^2 + y_A^2}}$	$\frac{ z_A }{s}$

В таблице 1 принято: S – расстояние от точки зрения оператора до точечного объекта; S' – расстояние от точки зрения оператора до сферической проекции точечного объекта; k_1, k_2 – задаваемые коэффициенты отношения площадей и длин (соответственно) плоского изображения к сферическому.

Таблица 2 – Азимутальные нормальные проекции

Наименование проекции	Функции аппарата проецирования		
	f_1	f_2	t
Равновеликая	$\frac{(y_A t - x_A) + f_2(x_A - t s)}{y_A - s}$	$\frac{s - k_1 y_A}{s(1 - k_1)}$	$\operatorname{sgn} x_A \arccos \frac{y_A}{\sqrt{x_A^2 + y_A^2}}$
Конформная	0	-1	0
Эквидистантная	0	$-\infty$	0
Произвольная (перспектива)	0	0	0

В таблице 2 принято: S – расстояние от точки зрения оператора до точечного объекта; k_1 – заданный коэффициент отношения площадей плоского изображения к сферическому

Таблица 3 – Конические нормальные проекции

Проекция	Аналитические выражения	Функции
Равновеликая	$\frac{g_2 \operatorname{sc} \theta \sqrt{(1 + \sin^2 \theta) s - 2 z \sin \theta k_1} + 2 y_A \sqrt{s}}{\operatorname{ssc} \theta \sin 2 \theta \sqrt{(1 + \sin^2 \theta) s - 2 z \sin \theta k_1} - h \sqrt{s}}$	f_2
Конформная	$\frac{g_2 \operatorname{ctg} \theta \operatorname{tg}^{\sin \theta} (\frac{\pi}{4} + \frac{\theta}{2}) (s + s' - z_A)^{\sin \theta} + 2 x_A (s + s' + z_A)^{\sin \theta}}{\operatorname{sc} \operatorname{ctg} \theta \operatorname{tg}^{\sin \theta} (\frac{\pi}{4} + \frac{\theta}{2}) (s + s' - z_A)^{\sin \theta} \sin 2 \theta - h (s - s' + z_A)^{\sin \theta}}$	
Эквидистантная	$\frac{g_2 (\theta + \operatorname{ctg} \theta - k_2 \arcsin \frac{z_A}{s}) + 2 y_A}{s \sin 2 \theta (\theta + \operatorname{ctg} \theta - k_2 \arcsin \frac{z_A}{s}) - h}$	
Произвольная	$\frac{ y_A g_2 + 2 y_A z_A \operatorname{csc} 2 \theta}{s y_A \sin \theta - 2 h}$	
Равновеликая	$\frac{g_1 \operatorname{sc} \theta \sqrt{(1 + \sin^2 \theta) s - 2 z \sin \theta k_1} + 2 x_A \sqrt{s}}{\operatorname{ssc} \theta \sin 2 \theta \sqrt{(1 + \sin^2 \theta) s - 2 z \sin \theta k_1} - h \sqrt{s}}$	f_1
Конформная	$\frac{g_1 \operatorname{ctg} \theta \operatorname{tg}^{\sin \theta} (\frac{\pi}{4} + \frac{\theta}{2}) (s + s' - z_A)^{\sin \theta} + 2 x_A (s + s' + z_A)^{\sin \theta}}{\operatorname{sc} \operatorname{ctg} \theta \operatorname{tg}^{\sin \theta} (\frac{\pi}{4} + \frac{\theta}{2}) (s + s' - z_A)^{\sin \theta} \sin 2 \theta - h (s - s' + z_A)^{\sin \theta}}$	
Эквидистантная	$\frac{g_1 (\theta + \operatorname{ctg} \theta - k_2 \arcsin \frac{z_A}{s}) + 2 x_A}{s \sin 2 \theta (\theta + \operatorname{ctg} \theta - k_2 \arcsin \frac{z_A}{s}) - h}$	
Произвольная	$\frac{ y_A g_1 + 2 x_A z_A \operatorname{csc} 2 \theta}{s y_A \sin \theta - 2 h}$	

В таблице 3 принято: S – расстояние от точки зрения оператора до точечного объекта; S' – расстояние от точки зрения оператора до сферической проекции точечного объекта; k_1, k_2 – задаваемые коэффициенты отношения площадей и длин (соответственно) плоского изображения к сферическому.

$$g_1 = x_A \sin 2 \theta - 2 z_A \sqrt{\sin^4 \theta - (\cos^2 \theta - \sin(\operatorname{sgn} x_A \sin \theta \arccos \frac{y_A}{s}))^2};$$

$$g_2 = x_A \sin 2\theta - 2z_A (\cos^2 \theta - \operatorname{sgn} x_A (\sin(\sin \theta \arccos \frac{y_A}{s})));$$

$$h = 2(z_A \sin \theta - \theta).$$

Расчет поперечных и косых проекций осуществляют по полученным формулам расчета для нормальных проекций заменой координат пространственного оригинала $A(x_A, y_A, z_A)$ в системе $OXYZ$ (см. рис.) пространственными координатами u, v, w оригинала A относительно новой пространственной системы координат $OUVW$, связанной с системой $OXYZ$ соотношениями:

$$\begin{cases} u = x \cos \tau + y \sin \tau; \\ v = y \cos \chi \cos \tau - x \cos \chi \sin \tau + z \sin \chi; \\ w = x \sin \chi \sin \tau - y \sin \chi \cos \tau + z \cos \chi, \end{cases}$$

где χ и τ – углы поворота системы $OUVW$ относительно системы $OXYZ$.

Расчет плоских реперов отнесения (плоских 3-тканевых транспарантов) осуществляют согласно полученных соотношений заменой переменных x_A, y_A, z_A выражениями:

- для семейства линий α и λ

$$x_A = R \frac{\sin \lambda}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cos^2 \lambda}}; \quad y_A = R \frac{\cos \lambda}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cos^2 \lambda}}; \quad z_A = R \frac{\operatorname{tg} \alpha \cos \lambda}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cos^2 \lambda}};$$

- для семейства линий β

$$x_A = R \frac{\sin \lambda}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta \cos^2 \lambda}}; \quad y_A = R \frac{\cos \lambda}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta \cos^2 \lambda}}; \quad z_A = R \frac{\operatorname{tg} \beta \cos \lambda}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta \cos^2 \lambda}};$$

Полученные формулы расчета обобщенной проекции позволяют выполнить расчет плоского отображения пространственного оригинала в различных проекциях с учетом наперед заданных условий плоского отображения и ориентации главного луча зрения оператора относительно выбранной системы координат.

Список литературы: 1. Кавун Ю.М. Принципы организации обзорности средств транспорта. В сб.: Эргономика в строительстве. М.: ВНИИ труда в строительстве, 1986. – 182 с. 2. Кавун Ю.М., Тернов С.А. Геометрический аппарат моделирования обзорности с заданными условиями отображения. // Республиканский межведомственный научно – технический сборник «Прикладная геометрия и инженерная графика». – К.: Будівельник, 1985, вып. 39. – с. 23 – 25.

Статья поступила в редакцию 26.01.2002 г.

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ НА СКРЕЩИВАЮЩИХСЯ ВАЛАХ

Кириченко И.А., Витренко В.А., Витренко А.В.
(ВНУ, г. Луганск, Украина)

The article has investigated tooth-gears consisting of hyperbola and cylindrical tooth-wheel.

Общим случаем зубчатой передачи между скрещающимися валами является гиперboloидная передача, состоящая из двух гиперboloидных зубчатых колёс, начальные поверхности которых образованы вращением их общей прямолинейной образующей относительно скрещающихся в пространстве осей сопряженных колёс. Зубья таких зубчатых колёс, располагающиеся вдоль прямолинейной образующей однополостного гиперboloида, теоретически имеют между собой линейный характер касания.

Гиперboloидные зубчатые передачи в чистом виде вследствие сложности их изготовления в промышленности не применяются. Поэтому в механизмах используются лишь приближённые модификации таких зубчатых передач:

- 1) винтовые зубчатые передачи, получающиеся в горловине однополостных гиперboloидов, поверхности которых заменяются цилиндрическими поверхностями, и их разновидностями – червячными передачами;
- 2) гипоидные зубчатые передачи, получающиеся в результате замены гиперboloидных поверхностей, удалённых от горловины, коническими, и их разновидностями – червячно-спироидными передачами [1].

При этом необходимо иметь ввиду, что начальные поверхности винтовых колёс, цилиндрической червячной передачи, гипоидной передачи получены в результате приближенной замены гиперboloидов вращения цилиндрическими или коническими поверхностями. Такое положение является справедливым только в том случае, когда точка касания начальных поверхностей принадлежит оси относительного винтового движения (прямолинейной образующей однополостного гиперboloида). В действительности при геометрическом расчете указанных передач, точку касания начальных поверхностей приходится выбирать со значительным смещением по отношению к прямолинейной образующей однополостного гиперboloида [3].

Точка касания начальных поверхностей зубчатых колёс является точкой контакта поверхностей контактирующих зубьев только в том случае, если:

$$\vec{n} \vec{V}^{(12)} = 0$$

где: $\vec{n}$ - общая нормаль к поверхности зубьев;

$\vec{v}^{(12)}$ - относительная скорость контактирующих зубьев.

Определению начальных поверхностей в зацеплениях на скрещивающихся осях посвящены работы Saary [5], Baxter [6], Писманника К.М. [7], Шурыгина Ю.И. [8], Литвина Ф.Л. [3] и других исследователей.

В результате замены гиперболоидных начальных поверхностей цилиндрическими или коническими зубья винтовых и гипоидных колёс искривляются, становятся криволинейными, а их теоретический линейный контакт нарушается и зацепление превращается в точечное. Для получения у таких передач линейного контакта приходится прибегать к специальным сложным приёмам нарезания зубьев при помощи различных режущих инструментов. Необходимо отметить, что в настоящее время в промышленности существует довольно много разновидностей такого зуборезного инструмента. Наиболее общим представителем этого инструмента является косозубый долбяк. Его разновидностями является прямозубый долбяк, шевёр, хон, а также инструменты так называемого реечного типа. К числу последних следует отнести зуборезную гребёнку, червячную фрезу, применяемую для нарезания зубьев цилиндрических зубчатых колёс с прямым или винтовым зубом.

Отметим, что независимо от того, предназначены ли нарезаемые таким образом зубчатые колёса для передач, работающих на параллельных или скрещивающихся осях, сам процесс в обычных кинематических схемах обкатки характеризуется параллельностью осей нарезаемого зубчатого колеса и зуборезного инструмента как неизменным условием зубообработки [2,3].

Для получения винтовых передач с линейным характером касания, нарезание колёс необходимо вести при скрещивании осей заготовки и инструмента. При этом ось инструмента скрещивается с осью заготовки при подаче инструмента не вдоль оси нарезаемого зубчатого колеса, а вдоль своей оси. В результате синтезируется передача при помощи прямозубого или косозубого производящего колеса с обобщённым исходным контуром.

Нарезка зубчатых колёс, сцепляющихся с прямозубым или косозубым цилиндрическим зубчатым колесом, осуществляется на зуборезных станках с протяжным суппортом. Можно рассматриваемую нарезку зубьев осуществить на станках без протяжного суппорта. При этом в качестве главного движения резания используется относительное скольжение передних режущих граней зубообрабатывающего инструмента о нарезаемые поверхности зубьев колёс появляющееся при скрещивании валов.

Процесс нарезки зубьев на гиперболоидной заготовке на зубофрезерном станке без протяжного суппорта легко уяснить из приведённого ниже рис.1

На рис.1 показан вид сверху на стол зубофрезерного станка, когда угол $\beta=90^\circ$. При таком расположении устанавливается цилиндрическая заготовка с правой стороны диаметральной оси стола станка (см. левую проекцию рис.1). Затем суппорт (см. правую проекцию рис.1) с заготовкой 2 устанавливается под расчётным углом наклона зуба β . После этого настраивается гитара деления при прямозубом инструментальном колесе 1, при косозубых колёсах - настраивается дополнительно гитара дифференциала. „Гиперболоидная” заготовка 2 нарезается при помощи круглого резца 3, расположенного отдельно или на одной оправке с цилиндрическим инструментальным колесом 1. Подача гиперболоидной заготовки осуществляется по стрелке S . Такая подача осуществляется движением суппорта по своим направляющим. Финишная обработка гиперболоидных зубьев может вестись шевёром, хонем, пальцевым резцом, шлифовальным кругом, алмазным колесом. Ширину гиперболоидного колеса „ b ” определяют из условия заострения зубьев на большом торце. Величина заострения зуба не должна быть меньше $(0,3...0,4)m$, где: m - модуль зацепления [4]. Задачу о заострении зубьев в общем виде можно решить следующим образом. В подвижной системе координат $x_1y_1z_1$ записываем уравнение цилиндрического производящего прямозубого зубчатого колеса с эвольвентным профилем зуба в следующем виде (рис.2).

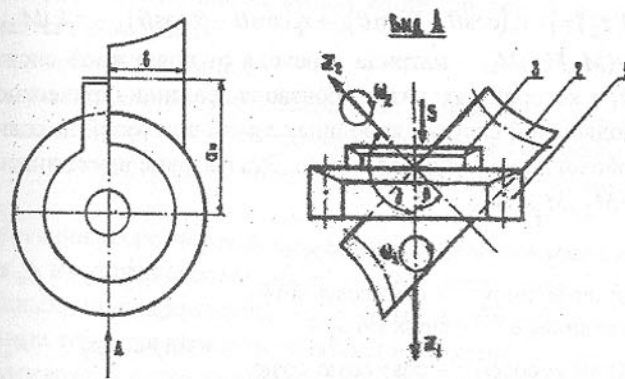


Рис.1. Нарезание зубьев на „гиперboloиде”

$$\vec{r}_1(\theta, z_1) = -r_b(\cos\theta + \theta\sin\theta)\vec{i} + r_b(\sin\theta - \theta\cos\theta)\vec{j} + z_1\vec{k} \quad (1)$$

здесь: r_b - радиус основной окружности, θ - эвольвентный угол, z_1 - текущая координата по оси o_1z_1 .

Используя известные методы теории зацепления [3], получим уравнения зацепления прямозубого производящего колеса с нарезаемым „гиперболоидным” в следующем виде:

$$F(\theta, z_1, \varphi_1) = (u_{21} \cos \gamma - 1)(f_2 f_2' + f_1 f_1') - z_1 u_{21} (f_2' \cos \varphi_1 + f_1' \sin \varphi_1) \sin \gamma - \\ - a_n u_{21} (f_2' \sin \varphi_1 - f_1' \cos \varphi_1) \cos \gamma = 0 \quad (2)$$

здесь: $f_1 = -r_b(\cos \theta + \theta \sin \theta)$; $f_2 = r_b(\sin \theta - \theta \cos \theta)$; $f_1' = -r_b \theta \cos \theta$; $f_2' = r_b \theta \sin \theta$

Уравнения поверхности зубьев нарезаемого „гиперboloидного” колеса определяется уравнением (2) в совокупности с равенством (3) записаным ниже. Из уравнения (2) определяем один из зависимых параметров, например, z_1 и подставляем его в следующее уравнение:

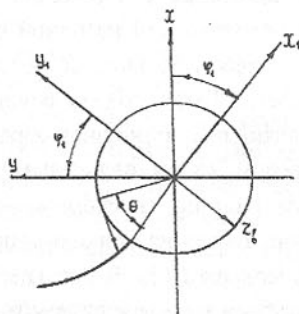


Рис.2. Цилиндрическое производящее колесо

$$\vec{r}_2(\theta, z_2) = [-r_b(\cos \theta + \theta \sin \theta)\vec{i} + r_b(\sin \theta - \theta \cos \theta)\vec{j} + z_1\vec{k}]M_{21} \quad (3)$$

здесь: $M_{21} = (M_{2p}M_{p0})M_{21}$ — матрица перехода от подвижной системы координат $x_1y_1z_1$ в которой находится производящее цилиндрическое зубчатое колесо к подвижной системе координат $x_2y_2z_2$, в которой находится иско-мое „гиперboloидное” зубчатое колесо. Эта матрица имеет вид:

$$M_{21} = (M_{2p}M_{p0})M_{01} =$$

$$= \begin{vmatrix} \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 + & -\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 + & -\sin \gamma \sin \varphi_2 & A_w \cos \varphi_2 \\ + \cos \gamma \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 & + \cos \gamma \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 & & \\ - \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 + & \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 + & -\sin \gamma \cos \varphi_2 & -A_w \sin \varphi_2 \\ + \cos \gamma \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 & + \cos \gamma \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 & & \\ \sin \gamma \sin \varphi_1 & \sin \gamma \cos \varphi_1 & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$$

Тогда для определения значений θ° , находящихся в пределах $0^\circ \dots 30^\circ$, определяем значения угла поворота φ_1 (θ) цилиндрического зубчатого колеса. При получении угла φ_1 определяем профили β - β и α - α для определения значения координаты z_2 (см. рис.1). Изменяя координату z_2 и повторяя вычисления, получим систему кривых, определяющих профиль зубьев „гиперboloидных” зубчатых колёс. При этом для некоторого значения z_2 ,

полученные кривые, соответствующие профилям β - β и α - α , пересекутся, т.е. будет заострение зубьев искомого „гиперboloидного” зубчатого колеса. Потом уменьшая z_2 можно получить такую ширину „гиперboloидного” колеса „b” (см. рис.1) на большом торце которого толщина зубьев (витков) на их вершинах будет не меньше требуемой величины.

На заводах можно обойтись без расчётов выше приведенных трансцендентных уравнений. Для этого необходимо взять заготовку для изготовления зубчатого колеса 2 увеличенной ширины и изготовить зубья (витки), а затем определить необходимую толщину колеса замером. Заострённую часть „гиперboloида” удаляют каким либо технологическим методом.

Полученные в результате синтеза зубчатые передачи проанализированы по целому ряду геометро-кинематических показателей, таких как:

- 1). Относительная скорость скольжения контактирующих зубьев, влияющая на износ зубьев;
- 2). Суммарная скорость перемещения поверхностей контактирующих зубьев в направлении перпендикулярном линии контакта;
- 3). Приведенная кривизна поверхностей зубьев зубчатых колёс в направлении, перпендикулярном контактной линии рабочего зацепления, влияющая на контактную прочность сопряжённых зубьев;
- 4). Удельное скольжение на зубьях контактирующих колёс, влияющее на износ зубьев;
- 5). Длина контактной линии;
- 6). Угол между вектором относительной скорости скольжения и направлением линии контакта, по величине которого можно судить о величине масляного клина между зубьями контактирующих зубчатых колёс.

На основании теоретических исследований проведена нарезка зубчатых колёс на „гиперboloидных” заготовках для цилиндрико-гиперboloидных, цилиндрико-гипоидных и других видов зубчатых передач. Все нарезанные зубчатые передачи обкатаны на обкатных станках с целью проверки суммарного пятна контакта между цилиндрическим и гиперboloидным зубчатыми колёсами.

Список литературы: 1. Дмитриев В.А. Детали машин. - Л.: Судостроение, 1970.-791с. 2. Давыдов Я.С. Незвольентное зацепление. -М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1950.-180с. 3. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. - М.: Наука, 1968. - 584с. 4. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи. - М.: Машгиз, 1957.- 493с. 5. O. Saary. The Mathematical Background of Spiroid Gears, "In-

dustr. Math." № 7, 1956. s. 70-75. 6. M.L. Baxter. Basic Geometry and Tooth Contact of Hypoid Gears, "Industrial Mathematic", № 2, 1961. s. 51-54. 7. К.М. Писманик. Гипоидные передачи. – М. Машиностроение, 1964. – 171с. 8. Ю.И. Шурыгин. Геометрические соотношения начальных поверхностей гипоидной передачи. Изв. вузов. «Машиностроение» №4, 1965, с. 24 – 28.

Статья поступила в редакцию 27.01.2002 г.

ОСОБЕННОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РАБОЧИХ КОЛЕС ШАХТНЫХ НАСОСОВ ПРИ НЕТРАДИЦИОННОМ ПОДХОДЕ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ТЕХНОЛОГИЙ

Коваль А.Н., Алиев Н.А.

(ГОО «НИИГМ им. М.М. Федорова», г. Донецк, Украина)

The increase of a resource of multistage centrifugal pumps can be carried out with application of technology of making of work wheels (turbines). Comparison of variety of work turbines and analysis characteristic of them exposures sizable divergences with each other them. Proposed the new technology of making of work wheels (turbines) by step-module method.

Рабочая характеристика многосекционных шахтных центробежных насосов, спектр вибропараметров и акустических колебаний, их надежность, долговечность и ремонтпригодность всецело зависят от материалов и технологических подходов к изготовлению рабочих колес (турбин) [1].

Известно, что с точки зрения литейных свойств (относительно невысоких температур плавки и высокой жидкотекучести) и обеспечения прочности динамически нагруженных деталей, вращающихся с окружной скоростью до 28 м/с (диски, шкивы, рабочие колеса), наиболее распространенным и приемлемым материалом является чугун. Во многих случаях детали из него имеют преимущества перед стальными деталями благодаря тому, что структура чугуна состоит из металлической основы и графита [2]. При этом:

- присутствие графита в чугунах значительно упрощает механическую обработку, т.к. в снимаемом слое не создается сливная стружка. Стружка имеет форму ломкого, в достаточной степени хрупкого субстрата. т.к. при достижении резцом графитового включения происходит излом;

- чугун и соответственно изделия из него в зоне контакта или раздела соприкасающихся деталей обладают хорошими антифрикционными свойствами, благодаря смазывающему воздействию графита;

- графитовые включения в чугуне (пластинчатой, шаровидной или хлопьевидной формы) являются уникальным гасителем вибрации резонансных колебаний;

- чугун почти нечувствителен к дефектам поверхности, надрезам, сколам [2].

Все вышеперечисленные свойства чугуна позволяют считать его наиболее предпочтительным материалом для литья и изготовления из него рабочих колес многосекционных центробежных шахтных насосов. Однако ряд существенных и неотъемлемых недостатков значительно снижает указанные преимущества чугуна. К ним относится, в первую очередь, невозможность получения равнотолщинной малоразмерной отливки, причем с весьма значительными отклонениями от геометрии и технических требований на рабочее колесо: неодинаковые объемы межлопаточных зон рабочих колес, толщины лопаток, шаги по окружности между лопатками и т.д.

Отклонение стержней, методы их сушки, жесткость граней стержней, погрешности формовки и качество формовочной смеси – все это в совокупности не позволяет получить одинаковые или в достаточной мере однородные по литью рабочие колеса.

Почти во всех случаях наблюдается весьма большой разброс геометрии и весового показателя колес как после литья, так и после полной механической обработки их (см. таблицу), что резко ухудшает рабочие показатели многосекционных машин [3].

Применение иных методов чугуна (литье под давлением, кокильное и центробежное литье, литье в оболочковые (корковые) формы, литье по выплавляемым моделям или по выжигаемым моделям (точное литье)) существенных коррективов в геометрию межлопаточной зоны и колеса в целом не вносит. При этом имеют место значительные экономические затраты на специальное оборудование и оснастку, что соответственно повышает себестоимость рабочих колес и насосов в целом.

Переход на стальные рабочие колеса многосекционных шахтных насосов оправдан исключительно только тем, что повышение прочностных параметров вращающихся деталей (в том числе и рабочих колес) обеспечило создание насосов с числом оборотов ротора (вала) до $n \approx 3000$ об/мин, то есть с окружными скоростями $30 \text{ м/сек} < V < 48 \text{ м/сек}$. Такое решение позволило улучшить параметры насосного агрегата, уменьшить габариты приводных электродвигателей и привода в целом. Однако вся гамма проблем технологической адекватности рабочих колес – получения точностных и кинематико-геометрических параметров так и не была решена. Одной из основных дополнительных проблем в этом случае становится создание безизносной антифрикционной пары, особенно в зоне сопряжения переднего кольцевого щелевого уплотнения. Повышенный износ первого межступенного уплотнения резко увеличивает объемные потери по потоку и падение ресурса таких машин. Кроме того, для колес в стальном исполнении очень сложно обеспечить разборку и последующий ремонт насоса.

В качестве материалов для таких колес используют стали 45Л, 40ХЛ, 20Х13Л, что требует специализированного технологического процесса и высокотемпературных режимов выплавки, специальной оснастки, то есть значительного удорожания литья, несколько не улучшая кинематико-геометрические параметры колес. Причем процент брака литья в данном случае значительно выше и из-за более высоких требований к формовочной смеси, крепителям и стержням, а также из-за относительно невысокой жидкотекучести высоколегированных сталей. Полный переход в многоступенчатых шахтных насосах на стальные колеса требует повсеместного внедрения технологии изготовления и термообработки межступенных, кольцевых щелевых уплотнений (особенно передних) из чугуна с твердостью до 42...45 HRC₂ [4]. Это должно быть обеспечено для шахтных многоступенчатых центробежных насосов ввиду специфики их работы: перекачивания шахтной воды, представляющей чаще всего суспензию абразивных частиц с жидкостью, разномасовость навешенных на ротор элементов, неадекватности объемов межлопаточных зон рабочих колес и вследствие этого значительной динамики насоса в целом.

Анализ и исследования, проведенные авторами, более трех тысяч колес различных модификаций и производителей показал:

1. Рабочие колеса в чугунном исполнении, несмотря на высокие антифрикционные свойства материала [4], имеют большой весовой разброс, значительные отклонения от геометрии и точностных показателей (см. таблицу и рисунок 1). Межлопаточные зоны (см. рисунок 2) неадекватны друг другу даже в пределах одного колеса, что также влияет на динамические показатели насосных агрегатов. Анализ технического состояния колес (см. таблицу) показывает, что имеются большие отклонения от технических требований на рабочие колеса из-за неверно спроектированного технологического процесса или отсутствия специализированной оснастки. Особенно это ясно просматривается на рабочих колесах заводов АО «Бурган», АО «Гормаш», ООО «Спецуглемонтаж», и др.

Как показывает анализ, даже в одной и той же плавке рабочих колес наблюдается резко выраженный разброс по весу колес от 20 кг 200г до 23 кг 600 г. Переменными являются толщины лопаток, дисков, ступичной части колес, что приводит к значительным дисбалансам колес. Продольное и поперечное вскрытие межлопаточной зоны чугунных колес показывает, что на дисках и лопатках имеются наплывы, пригары, пористые структуры невысокой твердости и т.д.

В совокупности эти дефекты оказывают влияние в процессе работы на вибрационный спектр агрегата, т.к. происходит их вымывание абразивной рабочей жидкостью, шаржирование и изменение дисбаланса вращающихся масс. К технологическим методам, уменьшающим влияние этих дефектов, относится предложенная технология гидроабразивной обработки рабочих колес до статической и динамической балансировки с селекцией

колес при сборке с учетом зазоров и дисбалансов [5]. Однако все эти мероприятия резко увеличивают стоимость колес и насоса в целом, что особенно нецелесообразно для агрегатов в чугунном исполнении.

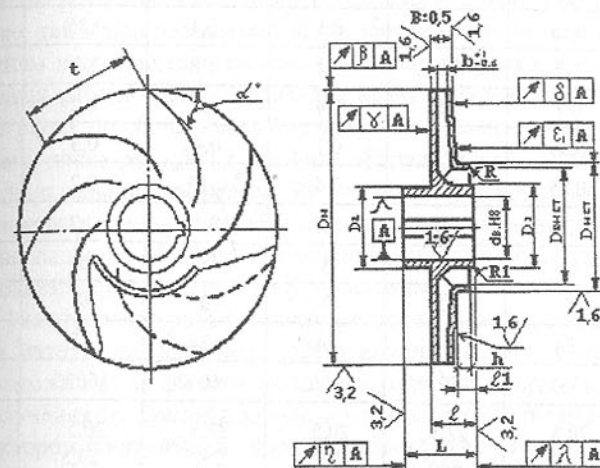


Рис. 1. Геометрические параметры рабочих колес

Таблица – Параметры рабочих колес

Параметры, мм	Завод-изготовитель, тип рабочего колеса					
	ООО «Спецуглемонтаж», г. Донецк, чугунное литье	ОАО «ГМЗ», г. Горловка, стальное сварное	ЦРМ, Укрпромхол-чермет, г. Донецк, чугунное литье	АО «Бурган», г. Донецк, стальное сварное	АО «Гормаш», г. Донецк, чугунное литье	НПО «СКТМ XXI век», г. Донецк, Укрпромхол-чермет, г. Донецк, чугунное литье
1	2	3	4	5	6	7
D _н	439	439	438,9	436,8	438,7	439,5
D _{н.ст.}	208,9	209,6	209,5	209,2	209,4	209,8
D _{вн.ст.}	189,4	191,5	190,3	190,25	190,3	190,5
D ₁	119,4	119,8	119,9	119,5	119,5	119,7
D ₂	124,7	124,8	124,9	124,4	124,5	124,8
d _в	100,03	100,03	100,02	100,04	100,04	100,03
h	0,6	0,5	0,7	0,4	0,4	0,8
ℓ	72,1	72,2	72	72,2	72,3	72,2
ℓ ₁	22	23	22	23	22,5	21,8
L	120,3	120,1	120,1	120,4	120,2	119,95
b	23	23	23,5	23,5	23	23,5

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7
B	38	38,8	38,8	37,8..38,6	38,5	38,2
β	0,15	0,1	0,1	0,1	0,15	0,04
γ	1,2	1,4	0,4	1,8	1,2	0,03
δ	0,8	1,0	0,4	1,5	1,2	0,03
ε	0,55	0,4	0,1	0,4	0,3	0,04
η	0,25	0,1	0,4	0,15	0,2	0,02
λ	0,15	0,3	0,1	0,4	0,2	0,02
R	1,5	5	5	5	5	5
R ₂	0	0	0	0	0	0,5
α , °	34	34	34	34	35	34
S _{сект} , мм ²	15635	16029	16062	16030	16025	16065,5
Масса, кг	20,5.. 24,0	22,5.. 25,0	20,5.. 22,5	23,5.. 25,5	20,5.. 23,5	20,5.. 22,5

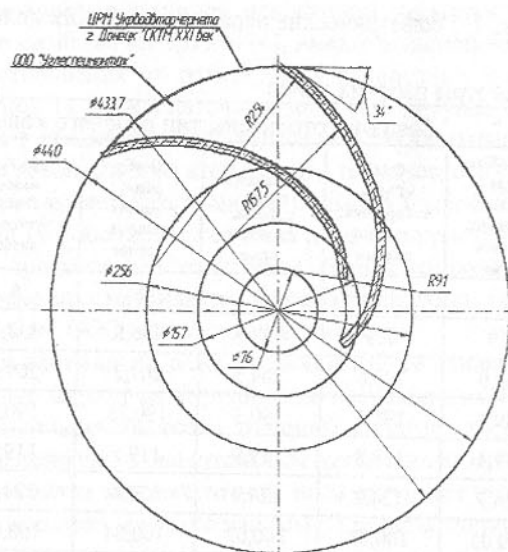


Рис. 2. Геометрические параметры межлопаточной зоны рабочих колес

2. При производстве стальных колес многие технологические несовершенства сохраняются. Анализ их показывает, что, колебания весов для стальных колес достигает 1,2÷2,5 кг для литых колес и 600÷800 грамм – для сварных.

На колесе стального сварного исполнения имеют место неравномерности сварного шва, непровар, что может привести, а в некоторых случаях и приводит к срыву лопаток.

Несовершенство технологии и технологического обеспечения, как при сварке, так и при механической обработке приводит к существенным отклонениям и в геометрии колеса. Например, визуальный осмотр стальных сварных рабочих колес производства АО «Буран» выявил межлопаточную огранку по обоим дискам на всех без исключения колесах, биение покрывного диска до 1,5÷1,8 мм (АО «Буран», ООО «Спецуглемонтаж») относительно главной оси колеса. Биение такого уровня приводит к увеличению дисковых потерь и петлеобразному движению точек колеса и соответственно падению общего КПД машины, резкому повышению динамических показателей, снижению ресурса машины в целом.

3. Изготовление рабочих колес многосекционных шахтных насосов из других материалов, например, латуни или бронзы, неоправданно дорого или невозможно из-за финишных технологических операций и необходимости получения требуемой прочности и износостойкости изделий.

Сектором оборудования шахтных водоотливных установок НИИГМ им. М.М. Федорова предложен и разработан модульно-шаговый способ изготовления рабочих колес. Основным принципом такого технологического процесса является разделение изделия на модули, и в каждом конкретном случае обработка и контроль исходных параметров модуля производится шаговым способом с выходом модуля как окончательного изделия. Модульно-шаговый способ изготовления изделия позволяет получить полностью взаимозаменяемые модули с конструктивными параметрами, адекватными друг другу и имеющими возможность сменяемости друг друга в процессе изготовления изделия. Расчет точностных параметров модуля, его размерных цепей производится таким образом, чтобы по точности модуль был на один квалитет выше, чем собираемое изделие. Кроме того, модульно-шаговый способ позволяет оценить влияние и значимость размерной цепи модуля на общую размерную цепь выходного изделия. В данном случае рабочее колесо разделено на модули, и в пределах каждого модуля оно проходит механическую обработку и подается на сборку, после которой колесо подвергается закалке и финишной механической обработке. Основой производства являются листовой и фасонный прокат, перенастраиваемая оснастка, специальный инструмент, позволяющие осуществлять технологический процесс по изготовлению рабочих колес любых типоразмеров.

Определяющим модулем является коренной диск с лопатками, приваренными с заданным шагом к диску. Однако для формирования сложноориентированной в пространстве межлопаточной зоны требуется предварительная обработка коренного диска по внутренней поверхности. Причем, как известно, в меридианном сечении математической зависимости

описывающей форму проточной части не существует. Контур канала в меридианном сечении в основном необходимо выполнять подобным по форме контурам канала у колес, показавших высокие гидравлические свойства. Решением вариационной задачи по минимизации времени прохождения частицы жидкости в потенциальном поле определены формы кривых, в достаточной степени отражающих внутренний профиль межлопаточной зоны. Получены следующие функционалы, описывающие профили покрывного и коренного дисков:

$$y = Ae^{kx} + B_0; \quad (1) \quad y = C_1 x^2 + B_0; \quad (2)$$

где y – ширина профиля канала в расчетном сечении;

A, C_1, k – коэффициенты, соответствующие заданным рабочим параметрам насоса;

B_0 – ширина выходного канала потока из рабочего колеса.

Расчетные параметры профиля сравнивались с размерами проточной части у рабочих колес насосов Ясногорского машиностроительного завода (Россия), Насосэнергомаш (Сумской завод насосного энергетического машиностроения), ОАО «Донецкормаш» и т.д.

Варьировались ширина выходного сечения колеса в меридианном сечении B_0 , наружный диаметр рабочего колеса и ширина входа потока в колесо. В результате получены значения A, k и B_0 позволяющие спрофилировать цилиндрическую лопатку и рабочее колесо с напором на одно колесо $H_f=66$ м при производительности $Q=320$ м³/час.

Основой инженерной методики расчета проточной части рабочего колеса является определение меридианной составляющей абсолютной скорости V_{mx}'' , при соблюдении условия $V_{mz}'' \equiv const$ для всех сечений рабочего колеса. Зависимость, связывающая скорость V_{mx}'' с параметрами профиля определенными по (1) и (2):

$$V_{mx}'' = \frac{Q}{\pi D_x \left[A \left(1 + kx + \frac{k^2 x^2}{2!} + \frac{k^3 x^3}{3!} + \dots + \frac{1}{n!n} \right) + B_0 \right]}, \quad (3)$$

где Q – расчетная производительность насоса;

D_x – диаметр расчетного сечения;

x – абсцисса профиля проточной части насоса.

n – порядковый номер ряда.

Разработанная методика расчета профиля канала в меридианном сечении и построение по углу наклона лопасти позволяет до минимума свести технологические радиусы кривизны профиля лопатки методом последовательного приближения и уточнения скоростей V_{mx}'' и углов β .

При расчетах профиля и разложении в ряд данного функционала (3) достаточно удерживать четыре члена ряда, т.к. ряд быстро сходится. По-

грешность для четырех членов ряда составляет менее 0,004, т.е. для остаточного члена ряда $1/n!n < 0.00417$.

Это еще обусловлено тем, что для механической обработки по контуру профиля коренного диска с наружной стороны и покрывного диска с внутренней стороны и точения установочных пазов на лопатках по модульной технологии применяются токарные станки с ЧПУ (типа 16К20 Ф3 или 16К30Ф3) для обработки, а также сверлильно-расточные станки с ЧПУ (типа 2Р135Ф2 или 2М55Ф2) – для сверления и растачивания пазов и штифтовых отверстий. При этом допуски на линейное позиционирование лопаток составляют порядка 40 мкм, для двухстороннего повторного позиционирования – 20 мкм.

Величина допусков выбрана для возможных перемещений при обработке колес ЦНС 300 и позиционирования при обработке их осевым инструментом до 64 положений и токарного инструмента в пределах 700 переходов.

Такое производство рабочих колес позволит получить совершенно одинаковые по своим параметрам турбины, осуществить локально в модулях термическую или химико-термическую обработку, а также создать гибкую производственную систему по изготовлению рабочих колес различных типоразмеров в условиях одного производства от насосов шахтных до судовых, доковых и нефтяных.

К основным преимуществам предложенного метода можно отнести следующее:

1. Модульно-шаговый метод изготовления рабочих колес шахтных насосов оригинален тем, что имеется возможность внесения корректив в пределах одного и того же модуля, который в данном случае является главным, определяющим рабочие характеристики колеса и всего агрегата в целом без изменения остальных модулей.

2. Применение такого технологического метода при изготовлении рабочих колес позволило расчетно-экспериментальным путем, не меняя главных размерений, как рабочих колес, так и насоса в целом, создать насосы типа ЦНС с повышенными рабочими характеристиками.

3. Весь многолетний опыт разработки, проектирования и эксплуатации многосекционных шахтных насосов типа ЦНС в чугунном или стальном исполнении показывает, что пока не созданы и не разработаны рабочие колеса, которые демонтируются с ротора после 6+8 тысяч часов работы насоса. Отсюда полная неремонтопригодность современных многосекционных шахтных насосов. При ремонте насосов ЦНС в чугунном исполнении рабочие колеса разбиваются, стальные – срезаются огнем методом.

Разработанная модульно-шаговая технология позволила в пределах одного модуля осуществлять контакт рабочего колеса в целом через промежуточный самоликвидирующийся элемент, уничтожаемый при демон-

таже колес, но не позволяющий осуществиться адгезионному схватыванию ступицы рабочего колеса со шпонкой или валом насоса, и соответственно относительно свободному демонтажу рабочих колес при капитальном ремонте шахтных насосов.

1. Технология позволяет получать насосы повышенной производительности и напоров без изменений геометрии примерно на 5÷6% относительно номинальных параметров.

Список литературы: 1. Пак В.С., Гейер В.Г. Рудничные вентиляторные и водоотливные установки. – М.: Углетехиздат, 1950. – 427 с. 2. Гуляев А.П. Металловедение. – М.: Металлургия, 1977. – 646 с. 3. Пфейдлер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. – М.: Машигиз, 1960. – 683 с. 4. Алиев Н.А., Эфрос Б.М. Повышение эксплуатационных свойств самосмазывающихся элементов многосекционных центробежных насосов на основе применения новых материалов.// Международный сборник научных трудов. Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – Донецк, 2001. – с. 3–9. 5. Алиев Н. А., Сахби Зантур Гидроабразивный метод обработки рабочих колес – основа увеличения ресурса многоступенчатых насосов.// Международный сборник научных трудов. Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – Донецк, 2001. Вып. 16 – с. 18-25. 6. Алиев Н. А. Технологические особенности увеличения ресурса динамических насосов.// Международный сборник научных трудов. Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – Донецк, 2001. Вып. 16 – с. 9-18.

Статья поступила в редакцию 04.01.2002 г.

НОВЫЕ ОТРАСЛЕВЫЕ СТАНДАРТЫ ПО НАДЕЖНОСТИ СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Кривошеков В.Е.¹, Вальков А.А.²

¹(Одесская государственная морская академия, Одесса, Украина).

²(Управление «Черноморпуть», Одесса, Украина)

At present normative reliability guaranteeing on law-courts exploitation stage of ships and ship's technical equipment, to as we think opinion, obviously insufficient. More that, it at all is not as single system on enterprises and in organizations of water-transport, which are in authority of Ministry of Ukraine transport. In this report the authors offered projects of new standards on estimation, to prognostication of reliability measures and to computation of residual resources of ship's technical equipment of diverse types and setting on base of contemporary reliability research technology with use of new probability-

physical failure models.

Мировая практика указывает на широкое развитие стандартизации в технике на международном, региональном, национальном и фирменном уровнях, в том числе в области надежности, которая является основой повышения качества продукции. Стандартизация в области надежности нацелена на создание нормативной базы для обеспечения взаимопонимания среди различных специалистов, установления единства номенклатуры показателей надежности, сопоставимости результатов расчетов и испытаний на надежность и, в конечном итоге, для обеспечения выпуска на рынок высококачественной и безопасной продукции, удовлетворяющей требованиям потребителей и заказчиков.

В настоящее время в области надежности действует более 40 международных стандартов, разработанных Техническим комитетом по стандартизации ТК-56 «Надежность» Международной электротехнической комиссии (МЭК) и более 15 стандартов МЭК находятся на разных стадиях разработки. По нашему мнению, наиболее перспективными являются международные стандарты МЭК серии 300 «Управление надежностью», которые отражают современный подход к менеджменту качества. Сущность такого подхода заключается в том, что поставщик гарантирует высокую надежность не только за счет контроля и испытаний, но и демонстрирует потребителю всю организацию работ по управлению и обеспечению надежности [1].

В странах СНГ действует более 10 межгосударственных стандартов серии ГОСТ 27. ... «Надежность техники», еще несколько ГОСТов этой серии находятся на стадиях разработки и согласования.

В Украине ученые и специалисты в теории и практике надежности объединились в Украинскую ассоциацию «Надежность машин и сооружений» (УА «Надежность»), созданную в 1992 году на базе Института проблем прочности Национальной академии наук Украины. На базе этого же академического института в том же году совместным приказом Академии наук Украины и Госстандарта Украины создан Технический комитет Украины по стандартизации ТКУ-68 «Надежность техники» с целью выполнения работ по государственной, межгосударственной и международной стандартизации по надежности техники, по расчетам и испытаниям на прочность.

Техническим комитетом ТКУ-68 разработана концепция и структура системы общегосударственных стандартов в Украине по надежности и целый ряд общетехнических государственных стандартов Украины (ДСТУ), часть из которых являются также межгосударственными стандартами стран СНГ системы ГОСТ 27. «Надежность техники» [2, 4]. Уже разработаны и введены в действие следующие государственные стандарты в области надежности: ДСТУ 2860-94. Надежность техники. Термины и определения. ДСТУ 2861-94. Надежность техники. Анализ надежности. Основ-

ные положения. ДСТУ 2862-94. Надежность техники. Методы расчета показателей надежности. Общие требования. ДСТУ 2863-94. Надежность техники. Программа обеспечения надежности. Общие требования. ДСТУ 2864-94. Надежность техники. Экспериментальные оценки и контроль надежности. Основные положения. ДСТУ 2504-94. Средства вычислительной техники. Отказоустойчивость и живучесть. Методы испытаний. ДСТУ 3004-95. Надежность техники. Методы оценки показателей надежности по экспериментальным данным. ДСТУ 2992-95. Изделия электронной техники. Методы расчета надежности. ДСТУ 3433-96 (ГОСТ 27.005-97). Надежность техники. Модели отказов. Основные положения. ДСТУ 3942-99. (ГОСТ 27.506-2000) Надежность техники. Планы испытаний для контроля средней наработки до отказа (на отказ). Часть 2. Диффузионное распределение.

Разработка отраслевых стандартов по надежности отдельных видов техники на базе действующих общетехнических государственных и межгосударственных стандартов пока что находится в стадии становления.

До распада СССР в общесоюзном Министерстве морского флота действовали руководящие нормативные документы группы РД 31.22. ... «Качество технических средств судов Минморфлота. Система сбора, обобщения и использования информации о надежности». Наиболее значимым в этой системе с точки зрения научно-методического обеспечения исследования надежности судовых технических средств был РД 31.22.03-83 «Методические указания по обработке и использованию эксплуатационной информации в головных организациях Минморфлота по сбору и обобщению информации о надежности судовых технических средств и конструкций». Этот нормативный документ до сих пор оставлен в силе и действует на морском транспорте Российской Федерации. В Украине же приказом Государственного департамента морского и речного транспорта Украины от 23.09.94 г., № 91 все руководящие нормативные документы бывшего Минморфлота СССР по надежности судовой техники системы РД 31.22. включая РД 31.22.03-83, безо всяких на то оснований и пояснений были отменены. При этом новые руководящие нормативные документы до сих пор не разработаны.

Для ликвидации этого пробела авторами совместно со специалистами Украинской ассоциации «Надежность» разработаны и предлагаются проекты двух следующих отраслевых стандартов: ГСТУ ... -2002. Судовые технические средства. Оценка надежности по результатам испытаний и/или эксплуатации. - 42 с.; ГСТУ ...-2002. Судовые технические средства. Оценка и прогнозирование остаточного ресурса. - 51 с.

В обоих предлагаемых к рассмотрению стандартах использована новая технология исследования надежности. Она основана на вероятностно-физических методах, что приходят на смену существующему аппарату исследования и прогнозирования надежности, который не удовлетворяет со-

временным требованиям практики эксплуатации техники и уровню технологии производства [5]. При этом новые вероятностно-физические модели отказов уже апробированы на отдельных типах судовых технических средств [3, 6].

В последние годы все чаще и чаще звучат нотки разочарования существующей технологией исследования надежности, поскольку слишком часто и намного расходятся прогнозные (ожидаемые, гарантированные изготовителем) оценки и реальные значения показателей надежности изделий в эксплуатации. В этой связи характерным является высказывание об использовании прогнозных оценок показателей надежности на основе экспоненциального распределения (лямбда-метод) опытного английского инженера по надежности Кена Нейбека (Ken Neubeck, 1994 г.) [5]. Он назвал существующий прогноз для предсказания надежности методом «влажного пальца» – «намочите свой палец и подымите его в воздух». По эффективности это будет то же самое. Да это и понятно, поскольку широко распространенный стандарт MIL-HDBK-217, основанный на использовании экспоненциального распределения, не предназначен для того, чтобы обеспечить показатели надежности с гарантированной точностью. Скорее он предназначен для использования в качестве инструмента при проектном менеджменте, при количественной оценке пригодности новых проектов и сравнении альтернативных проектов.

Иногда раздаются голоса, что наступил, чуть ли не кризис в теории надежности и её приложениях. Лучший ответ на такие сомнения содержится в лекции Давида Гильберта «Математические проблемы», прочитанной им еще в 1900 году: «... история учит нас, что наука развивается непрерывно. Мы знаем, что каждое поколение имеет свои собственные задачи, которые последующие поколения или решают, или же вовсе о них забывают, как о не имеющих ценности, заменяя их новыми задачами...» [7]. И хотя Гильберт говорил о «чистой» математике, однако те же слова, даже спустя 100 лет, остаются справедливыми для прикладной математики, в том числе такой её ветви, как теория надежности. Инженерная теория надежности напоминает медицину. Разница лишь в областях приложения: техническая система и человеческое тело. Можно ли представить, что медицина исчерпает себя?! Как говорил Марк Твен: «Слухи о моей смерти сильно преувеличены» [7].

В общем виде, как и в прежние годы, исследования надежности направлены на решение трех проблем: а). Оценка и прогнозирование надежности на этапах проектирования и изготовления изделий (априорные задачи); б). Экспериментальная оценка показателей надежности по результатам испытаний и/или эксплуатации (апостериорные задачи); в). Управление надежностью и обеспечение заданного уровня надежности путем оптимизации стратегии технического обслуживания, ремонта, резервирования, объема запасных частей, фонда изношенных деталей для восстановления и

т.д. (оптимизационные задачи).

Традиционно сложилось условное разделение в направлениях теории и практики надежности машин (механических объектов, технических систем, содержащих механические узлы) и аппаратуры (изделий электронной техники, технических устройств, содержащих электронные и радиоэлементы).

Основные задачи надежности машин и аппаратуры – установление закономерностей возникновения отказов и оценка количественных показателей надежности – могут решаться в принципе двумя различными путями: - на основе вероятностных концепций (строго вероятностная теория); - на основе изучения механо-физико-химических свойств и определяющих физических параметров изделий, характеризующих техническое состояние последних, с использованием вероятностных методов (вероятностно-физическая теория).

Методология получения конечных результатов и выводов о надежности любых видов изделий согласно строго вероятностной (статистической) теории состоит в следующем. На основании испытаний или эксплуатации получают статистику отказов изделий. Далее, используя известные статистические критерии согласия, выбирают наиболее подходящую модель распределения случайных величин, разработанную в теории вероятностей (экспоненциальное, нормальное, Вейбулла, логарифмически нормальное и др.), и принимают её в качестве теоретической модели распределения вероятностей безотказной работы (модель надежности); на основании которой определяют необходимые количественные показатели надежности. Именно этот подход, вошедший в основные нормативные документы по надежности, подвергается в настоящее время острой критике (в особенности, экспоненциальное распределение) за неэффективность при оценке надежности вновь разрабатываемых, высоконадежных или единичных изделий, находящихся в эксплуатации. Кроме того, при использовании этого подхода отсутствует связь показателей надежности с физическими характеристиками изделий и внешними условиями их эксплуатации (технического обслуживания, ремонта), что не позволяет эффективно управлять проектированием, изготовлением, использованием, ремонтом и, в конечном итоге, обеспечением необходимого уровня надежности изделий. Однако до сих пор из-за отсутствия подходящей математической модели, которая позволяла бы решать эффективно основные задачи надежности (в том числе расчет надежности систем) на инженерном уровне, исследователи вынуждены пользоваться критикуемым математическим аппаратом.

Строго вероятностные концепции надежности были признаны недостаточными ещё в 70-е годы прошлого столетия. В те годы академик Б.В. Гнеденко, определяя пути эффективного развития науки о надежности отмечал, что «...включение в теорию надежности физических представле-

ний о процессах износа, несомненно, призвано способствовать повышению возможностей теории и практики надежности»[5]. В работах Б.С. Сотского, Р. Хевиланда и других исследователей принято, что сочетание вероятностных методов с «глубоким проникновением в физическую сущность процессов, протекающих в изделиях», является наиболее верным направлением дальнейшего развития теории и техники надежности. Все это и обусловило стратегию развития в последние годы второго пути в теории и практики надежности – вероятностно-физических методов [5].

Методология установления количественных показателей надежности на основании изучения определенных физических параметров, характеризующих техническое состояние изделий, состоит в выявлении кинетических закономерностей деградиционных процессов (построение математических моделей процессов деградации) и определение аналитических связей этих закономерностей с показателями надежности.

Развитие физической (причинной) теории надежности с использованием детерминистического подхода, т.е. раскрытия механизма отказов и их влияния на надежность изделий (феноменологический метод, регрессионный и др.), несомненно, имеет большое значение, позволяет эффективно совершенствовать технологию изготовления изделий (в особенности, электронной техники), повышать их надежность. Однако чисто физический (детерминистический) подход не позволяет непосредственно определять абсолютные значения вероятностных показателей надежности, в частности, закон распределения времени до отказа, т.е. закономерности распределения отказов непосредственно не связаны с физическими характеристиками изделий.

Новый вероятностно-физический подход, использованный в разработке настоящих стандартов, основан на использовании законов распределения отказов (моделей надежности), вытекающих из анализа физических процессов деградации и приводящих к отказу. При этом физические процессы деградации рассматриваются в виде случайных процессов. Последний подход к исследованию надежности, в отличие от ранее упомянутого (детерминистического физического) называется вероятностно-физическим, поскольку он непосредственно устанавливает связь вероятности достижения предельного уровня физическим определяющим параметром. Таким образом, связывается значение вероятности отказа и физического параметра, вызывающего отказ [5]. Вследствие этого параметры получаемого вероятностного распределения отказов имеют определенный физический смысл. В частности, в рассматриваемых двухпараметрических вероятностно-физических моделях отказов (DM-, DN- распределениях) параметр масштаба совпадает со значением средней скорости изменения определяющего параметра, а параметр формы – с коэффициентом вариации этой скорости. Распределение отказов (распределение наработки до отказа), параметры которого имеют конкретную физическую интерпретацию, в отли-

чие от строго вероятностных распределений (моделей) отказов (экспоненциального, Вейбулла, логарифмически нормального и др.), принято называть вероятностно-физическим распределением (моделью) отказов [5].

Под определяющим параметром в данном случае понимаются такие «первичные» физические параметры (скопление дислокаций и других дефектов, пластические и упругие деформации, механический износ, проводимость контактирующих, сплошных проводников тока, p/n переходов и т.д.), превышение которыми определенных предельных значений приводит к отказу. Функциональные параметры, как правило, являются «вторичными» характеристиками, свидетельствующими о расходе ресурса и наступлении отказа, но они также успешно используются в качестве прогнозирующих параметров. Первые исследователи, развивавшие вероятностно-физический подход (Сотсков Б.С., 1966 г., Проников А.С., 1978 г., Дружинин Г.В., 1986 г. и др.), анализировали поведение таких функциональных параметров, как зазор в сопряжениях (механический износ), силу тока или напряжение в полупроводниковых приборах и т.п., достижение которыми определенных значений рассматривалось как отказ изделия. Кстати, такой подход использовался при оценке и прогнозировании надежности головок поршней судовых малооборотных дизелей, восстановление которых на отечественных судоремонтных предприятиях широко практиковалось в 80-е года прошлого столетия [8-13]. Этот подход более известен в литературе как исследование возникновения так называемых постепенных или параметрических отказов. При этом необходимо заметить, что определение «вероятностно-физическая модель» надежности является более широким понятием, чем определение «параметрическая модель» надежности.

Существует несколько схем формализации вероятностно-физических моделей. При этом обычно рассматриваются четыре схемы формализации. Случайный веерный процесс, которому соответствует альфа-распределение; «сильно перемешанный» гаусовский процесс, которому соответствует нормальное параметрическое распределение; непрерывный марковский процесс с монотонными реализациями, которому соответствует диффузионное распределение, названное DM-распределением; непрерывный марковский процесс с немонотонными реализациями, которому соответствует диффузионное распределение, названное DN-распределением (см. ГОСТ 27.005-97).

Математические модели процессов деградации в виде непрерывных марковских процессов представляются, несомненно, более адекватными для случайных процессов разрушения, чем идеализированный линейный веерный процесс или «сильно перемешанный» гаусовский процесс с постоянно уменьшающимся коэффициентом вариации. На основании выравнивания значительного количества данных отказов самых различных объектов, выполненные Стрельниковым В.П. [14], показано, что диффузион-

ные распределения (DM, DN) являются более гибкими функциями, лучше выравнивающими опытные данные, по сравнению с известными двухпараметрическими строго вероятностными моделями (Вейбулла, логарифмически нормальным, гамма-распределением и др.), а также по сравнению с нормальным параметрическим и альфа-распределением. Кроме того, диффузионные распределения представляются довольно простыми функциями, имеющими несложные выражения для разнообразных оценок своих параметров, а также для всех основных показателей надежности. В частности, диффузионные распределения гораздо проще и удобнее при использовании по сравнению с такими двухпараметрическими моделями, как Вейбулла, гамма-распределение, альфа-распределение. Использование названий диффузионных DM-, DN-распределений вытекает из самой схемы формализации этих моделей. В частности, эти функции представляют собой решения уравнения диффузии вероятностей - уравнения Фоккера-Плanka-Колмогорова. При этом в зависимости от монотонного или немонотонного характера реализаций физического процесса, приводящего к отказу, получают различные решения и, следовательно, различные аналитические выражения для законов распределения вероятностей. Заметим, что по своим формальным и статистическим свойствам эти распределения отличаются между собой весьма незначительно.

Диффузионные распределения как вероятностно-физические модели надежности имеют большое преимущество перед строго вероятностными моделями в том, что их параметры могут быть оценены как на основе статистики отказов (в этом случае они рассматриваются как строго вероятностные модели), так и на основании анализа статистических характеристик физического процесса, приводящего к отказу, а также при совместном использовании статистической информации обоих типов. Как известно, решение основных задач надежности (как при априорных, так и апостериорных методах) в конечном итоге сводится к оценке параметров распределения искомой величины (наработка до отказа, на отказ, ресурс и т.д.). Следует отметить, что важнейшим фактором, способствующим решению разнообразных задач надежности при использовании диффузионных распределений, является то, что параметр формы (коэффициент вариации) этих распределений представляет собой обобщенную характеристику изучаемых взаимнообратимых процессов (процесса разрушения и распределения наработки). При этом коэффициент вариации как обобщенная характеристика с достаточной для инженерной практики точностью может быть оценен априори на основании многочисленных исследований как процессов разрушения (прочности, усталости, изнашивания и т.п.), так и статистических данных об отказах при испытаниях и эксплуатации изделий-аналогов. Именно благодаря конкретной физической интерпретации параметров диффузионных распределений удалось на их основе решить такие важные задачи надежности, как расчет надежности систем, планирование

контрольных и определительных испытаний на надежность, расчет запасных частей, расчет долговечности электронной аппаратуры, расчет надежности типовых деталей машин на основе прочностных характеристик материалов деталей, условий нагружения во времени и другие задачи [14].

В настоящее время на основе двухпараметрических диффузионных распределений разработаны методы решения всех основных задач надежности изделий (элементов механических и электронных, технических систем) на всех этапах жизненного цикла. При этом определяются наиболее полные характеристики надежности – функции распределения наработки (до отказа, на отказ, ресурса и др.), которые позволяют оценить любые показатели надежности (среднюю наработку, гамма процентный ресурс, вероятность безотказной работы за заданный интервал наработки, остаточный ресурс и др.). Разработан целый ряд уже упомянутых межгосударственных и государственных стандартов, которые представляют решения задач надежности на основе диффузионных распределений. Таким образом, есть все основания для внедрения математического аппарата более адекватных двухпараметрических моделей надежности в практику исследования и оценки надежности, как элементов, так и систем на водном транспорте Украины. Высокая универсальность двухпараметрических диффузионных распределений позволяет решить необходимую задачу унификации методов измерений надежности элементной базы и технических систем, причем независимо от типа изделий (электронных или механических). Уточнение оценок показателей надежности на всех этапах жизненного цикла продукции, в том числе и на этапе проектирования, выбора и обоснования технологического процесса изготовления (ремонта, восстановления), объективно приводит к повышению её надежности. Большой эффект даёт использование диффузионных распределений в задачах планирования и проведения контрольных испытаний на надежность как вновь изготовленных, так и отремонтированных (восстановленных) изделий. План контроля надежности на основе диффузионных распределений является существенно экономичнее. Для того, чтобы с требуемой достоверностью и точностью сделать заключение о том, что соответствует или не соответствует контролируемому уровню надежности испытываемые изделия, необходим в 1,5 – 2,4 раза меньший объем испытаний. Это означает, что внедрение планов контроля надежности на основе предлагаемого аппарата снизит затраты на испытания на 30% и более. Заметим, что этот экономический эффект достигается только от снижения затрат на испытания. Объективно использование более строгих и точных планов приведет к повышению надежности, т.е. достижению планируемого уровня надежности судовой техники на всех этапах её жизненного цикла.

Необходимо также подчеркнуть, что математический аппарат решения задач надежности на основе диффузионных распределений приводит не только к более точным оценкам по сравнению с традиционным

математическим аппаратом, но и к возможности решения существенно большего числа задач надежности. Если на основе DN- распределения решается 25 типовых задач надежности, то на основе экспоненциального распределения только 13 (см. ГОСТ 27.005-97).

В заключении отметим, что предлагаемые проекты новых отраслевых стандартов по оценке надежности и прогнозированию остаточного ресурса судовых технических средств в эксплуатации, основанные на использовании рассмотренных выше двухпараметрических вероятностно-физических моделей отказов (DM-, DN-распределений), предлагаются к внедрению в судоходных компаниях, на судоремонтных предприятиях и других смежных производствах в системе морского и речного транспорта, а также рыбного хозяйства Украины. В качестве справочного материала настоящие стандарты после их утверждения и регистрации могут использоваться на предприятиях судостроительной промышленности Украины. Это особенно важно и актуально для установления партнерских отношений между изготовителем и потребителем продукции в рамках реализации концепций промышленной политики, морской транспортной политики Украины и мировой концепции всеобщего управления качеством – TQM [15].

Список литературы: 1. ДСТУ ИСО 9000-4-98 (МС ИСО 9000-4: 1993) Стандарты по менеджменту качества и обеспечению качества. Часть 4. Руководство по менеджменту программы надежности.- Введ. 01.01.1999 г. – 15 с. 2. Волощенко А.П., Стрельников В.П. Нормативное обеспечение надежности // Надежность машин и прогнозирование их ресурса: Доклады Международной научно-технической конференции (г. Ивано-Франковск – Яремча, 20-22 сентября 2000 г.).- В двух томах. Том 1: Ивано-Франковск, ИФГТУНГ: Факел, 2000.- С. 273-276. 3. Кривошеков В.Е. Моделирование и прогнозирование отказов подшипников скольжения коленвалов судовых дизелей // Там же.- С. 104-111. 4. Волощенко А.П. Проблемы обеспечения надежности продукции машиностроения Украины // Оценка и обоснование продления ресурса элементов конструкций: Тр. Международной конф., 6-9 июня 2000 г., г. Киев (Украина) // Ответств. ред. В.Т. Трощенко.- К.: Нац. АН Украины. Ин-т пробл. прочности, 2000.- Логос 2000.- (Ресурс-2000).- В двух томах. Том 1.- С. 445-448. 5. Стрельников В.П. О современном состоянии технологии исследования надежности // Там же.- С. 533-544. 6. Кривошеков В.Е. Оценка эмпирической закономерности потока отказов судовых дизелей // Там же.- Том 2.- С. 899-904. 7. Ушаков А.И. Надежность: прошлое, настоящее, будущее // Методы менеджмента качества.- 2001.- № 5.- С. 21-25 // № 6.- С. 28-32. 8. Кривошеков В.Е., Молодцов Н.С. Прогнозирование безотказности восстанавливаемых головок поршней судовых малооборотных дизелей // Судостроение.-1987.-№ 7.- С. 33-35. 9. Кривошеков В.Е., Молодцов Н.С. Ускоренная оценка средней наработки

до отказа восстановленных деталей // Судостроение.-1988.- № 7.- С. 35-38. 10. Кривошеков В.Е., Молодцов Н.С. Прогноз параметров технического состояния и безотказности головок поршней дизелей после восстановления // Технология судоремонта.- 1989.- № 1.- С. 21-26. 11. Кривошеков В.Е., Молодцов Н.С. Работоспособность и технический уровень восстановленных головок поршней судовых малооборотных дизелей // Судостроение.- 1990.- № 2.- С. 35-37. 12. Кривошеков В.Е., Молодцов Н.С. Анализ надежности восстановленных головок поршней МОД и рекомендации по её повышению // Судостроение.- 1990.- № 4.- С. 33-35. 13. Кривошеков В.Е., Молодцов Н.С. Оценка качества восстановления головок поршней дизелей // Технология судоремонта.- 1990.- № 1.- С. 43-46. 14. Погребинский С.Б., Стрельников В.П. Проектирование и надежность многопроцессорных ЭВМ.- М.: Радио и связь, 1988.- 168 с. 15. Кривошеков В.Е., Вальков А.А. Концепция всеобщего качества как национальная идея формирования государственной морской политики и первооснова инноваций в судоходство Украины // Сб. докладов 2-й Всеукраинской научно-практической конференции «Судоходство Украины – инновации флота, портов и грузоперевозок» (30 мая-01 июня 2001 г., г. Феодосия).- Николаев: ЮАІПК, 2001.- С. 109-121.

Статья поступила в редакцию 24.01.2002 г.

ОСОБЛИВОСТІ КОМП'ЮТЕРНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ДЛЯ ОТРА З ВИКОРИСТАННЯМ ФРИКЦІЙНОГО ФОРМОУТВОРЕННЯ.

Криськов О.Д. (КДТУ, м. Кіровоград, Україна)

It's devoted to some points of building CAD systems for lathe automatic machine for production some kind of parts from non-ferrous metals and their alloys by using the new scrapples technology based of using heat of friction.

Гама одношпиндельних токарно-револьверних автоматів (ОТРА) використовується при виробництві деталей з означеною конструктивно-технологічною топологією, в умовах серійного та масового виробництва з певним – відповідно конкретній моделі верстата – розмірним діапазоном катаного чи пресованого прутка. Враховуючи розширення технологічних можливостей, обумовлених використанням додаткових спеціалізованих пристроїв, є можливість застосувати на ОТРА біля сорока технологічних ходів (операцій) таких як проточка, свердлування, нарізка різі, накатка, відрізка тощо. Можливість виготовлення деталей по технології фрикційного формоутворення (ТФФ) при розробці цих верстатів не передбачалась, але неї повідомлялось в науково-технічній літературі [1-3]. При виготовленні певних деталей, наприклад, з мідноцинкових сплавів застосування ТФФ дозволяє підвищити коефіцієнт використання металу до трьох раз.

Верстат-автомат з його жорсткою детермінованістю технологічних рухів гарантує стабільність режиму термов'язкопластичної деформації прутка та ідентичність якісних показників кожної чергової деталі в партії. Крім того, верстати цієї гами забезпечують чітке виконання допоміжних ходів, тривалість яких обчислюється секундами, а то й їх десятими долями. Для ТФФ це дуже суттєво. Адже нераціональна структура регламенту технологічного процесу (РТП), в який включено переходи ТФФ, не тільки, як звичайно при будь-якій технології, знижує продуктивність, а веде до погіршення енергетичних показників процесу, обумовленого збільшенням втрат теплової енергії як наслідок безупинного теплообміну з навколишнім середовищем. Ця фундаментальна особливість ТФФ обумовлена фізичною природою теплового обміну, а саме його безперервністю. Тому структурна та параметрична оптимізація РТП, в якому в просторі та часі об'єднано нагрів заготовки з її деформацією та послідовною доробкою напівфабрикату різанням має важливе практичне значення. Оперативно, в прийнятні для виробництва терміни, забезпечити проектування таких РТП без використання комп'ютерних технологій неможливо.

В даній роботі розглядаються деякі основні особливості алгоритму (рис.1) автоматизованого проектування РТП виготовлення порожнистих деталей форми тіл оберту на ОТРА при поєднанні технології фракційного формоутворення з традиційними технологічними операціями обробки металу різанням. На його базі розроблено інтегроване з Delphi 5 середовище, яке передбачає як інтерактивне, так і автоматичне проектування РТП з визначенням оптимального по критерію продуктивності варіанту на множині реально реалізуємих на даному підприємстві структур. Режим проектування та метод оптимізації задаються в першому блоці алгоритму серією керуючих констант разом з такими даними як матеріал деталі, модель верстату, очікувана тривалість технологічного циклу в секундах і т. і. В процесі проектування режим останнього може оперативно змінюватись з автоматизованого на автоматичне і навпаки.

Список робочих доповнень відповідним переліком допоміжних ходів, таких як подача заготовки до упору, поворот револьверної головки, підвід та відвід супорту тощо, складає базу технологічних ходів (БТХ). В цю базу нами включено ходи, необхідні при виготовленні деталі з використанням ТФФ. Кожний технологічний хід представлено певним імперативним текстом, що супроводжується відповідною групою уточнюючих параметрів. Шляхом автоматизованого відбору елементів з БТХ створюється а потім, на різних етапах параметризації, при необхідності, корегується певна структура РТП. Таким чином найскладніший з точки зору формалізації етап проектування – визначення структури технологічної операції залишається за технологом-проектантом (блок №2), на допомогу якому покликані можливості мови Object Pascal. Дякуючи методиці об'єктно-орієнтованого програмування (ООП) структура РТП на будь-якому етапі розробки може

до отказа восстановленных деталей // Судостроение.-1988.- № 7.- С. 35-38. 10. Кривошеков В.Е., Молодцов Н.С. Прогноз параметров технического состояния и безотказности головок поршней дизелей после восстановления // Технология судоремонта.- 1989.- № 1.- С. 21-26. 11. Кривошеков В.Е., Молодцов Н.С. Работоспособность и технический уровень восстановленных головок поршней судовых малооборотных дизелей // Судостроение.- 1990.- № 2.- С. 35-37. 12. Кривошеков В.Е., Молодцов Н.С. Анализ надежности восстановленных головок поршней МОД и рекомендации по её повышению // Судостроение.- 1990.- № 4.- С. 33-35. 13. Кривошеков В.Е., Молодцов Н.С. Оценка качества восстановления головок поршней дизелей // Технология судоремонта.- 1990.- № 1.- С. 43-46. 14. Погребинский С.Б., Стрельников В.П. Проектирование и надежность многопроцессорных ЭВМ.- М.: Радио и связь, 1988.- 168 с. 15. Кривошеков В.Е., Вальков А.А. Концепция всеобщего качества как национальная идея формирования государственной морской политики и первооснова инноваций в судоходство Украины // Сб. докладов 2-й Всеукраинской научно-практической конференции «Судоходство Украины – инновации флота, портов и грузоперевозок» (30 мая-01 июня 2001 г., г. Феодосия).- Николаев: ЮАІПК, 2001.- С. 109-121.

Статья поступила в редакцию 24.01.2002 г.

ОСОБЛИВОСТІ КОМП'ЮТЕРНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ДЛЯ ОТРА З ВИКОРИСТАННЯМ ФРИКЦІЙНОГО ФОРМОУТВОРЕННЯ.

Криськов О.Д. (КДТУ, м. Кіровоград, Україна)

It's devoted to some points of building CAD systems for lathe automatic machine for production some kind of parts from non-ferrous metals and their alloys by using the new scrapples technology based of using heat of friction.

Гама одношпиндельних токарно-револьверних автоматів (ОТРА) використовується при виробництві деталей з означеною конструктивно-технологічною топологією, в умовах серійного та масового виробництва з певним – відповідно конкретній моделі верстата – розмірним діапазоном катаного чи пресованого прутка. Враховуючи розширення технологічних можливостей, обумовлених використанням додаткових спеціалізованих пристроїв, є можливість застосувати на ОТРА біля сорока технологічних ходів (операцій) таких як проточка, свердлування, нарізка різі, накатка, відрізка тощо. Можливість виготовлення деталей по технології фрикційного формоутворення (ТФФ) при розробці цих верстатів не передбачалась, але неї повідомлялось в науково-технічній літературі [1-3]. При виготовленні певних деталей, наприклад, з мідноцинкових сплавів застосування ТФФ дозволяє підвищити коефіцієнт використання металу до трьох раз.

Верстат-автомат з його жорсткою детермінованістю технологічних рухів гарантує стабільність режиму термов'язкопластичної деформації прутка та ідентичність якісних показників кожної чергової деталі в партії. Крім того, верстати цієї гами забезпечують чітке виконання допоміжних ходів, тривалість яких обчислюється секундами, а то й їх десятими долями. Для ТФФ це дуже суттєво. Адже нераціональна структура регламенту технологічного процесу (РТП), в який включено переходи ТФФ, не тільки, як звичайно при будь-якій технології, знижує продуктивність, а веде до погіршення енергетичних показників процесу, обумовленого збільшенням втрат теплової енергії як наслідок безупинного теплообміну з навколишнім середовищем. Ця фундаментальна особливість ТФФ обумовлена фізичною природою теплового обміну, а саме його безперервністю. Тому структурна та параметрична оптимізація РТП, в якому в просторі та часі об'єднано нагрів заготовки з її деформацією та послідовною доробкою напівфабрикату різанням має важливе практичне значення. Оперативно, в прийнятні для виробництва терміни, забезпечити проектування таких РТП без використання комп'ютерних технологій неможливо.

В даній роботі розглядаються деякі основні особливості алгоритму (рис.1) автоматизованого проектування РТП виготовлення порожнистих деталей форми тіл оберту на ОТРА при поєднанні технології фракційного формоутворення з традиційними технологічними операціями обробки металу різанням. На його базі розроблено інтегроване з Delphi 5 середовище, яке передбачає як інтерактивне, так і автоматичне проектування РТП з визначенням оптимального по критерію продуктивності варіанту на множині реально реалізуємих на даному підприємстві структур. Режим проектування та метод оптимізації задаються в першому блоці алгоритму серією керуючих констант разом з такими даними як матеріал деталі, модель верстату, очікувана тривалість технологічного циклу в секундах і т.і. В процесі проектування режим останнього може оперативно змінюватись з автоматизованого на автоматичне і навпаки.

Список робочих доповнень відповідним переліком допоміжних ходів, таких як подача заготовки до упору, поворот револьверної головки, підвід та відвід супорту тощо, складає базу технологічних ходів (БТХ). В цю базу нами включено ходи, необхідні при виготовленні деталі з використанням ТФФ. Кожний технологічний хід представлено певним імперативним текстом, що супроводжується відповідною групою уточнюючих параметрів. Шляхом автоматизованого відбору елементів з БТХ створюється а потім, на різних етапах параметризації, при необхідності, корегується певна структура РТП. Таким чином найскладніший з точки зору формалізації етап проектування – визначення структури технологічної операції залишається за технологом-проектантом (блок №2), на допомогу якому покликані можливості мови Object Pascal. Дякуючи методиці об'єктно - орієнтованого програмування (ООП) структура РТП на будь-якому етапі розробки може

бути скорегована, а всі розрахунки, виконані від початку алгоритму до точки останньої корективної, скореговані. Такий підхід відкриває можливість структурної оптимізації РТП та створює передумови для підвищення гнучкості та адаптує до умов конкретного виробництва як процесу проектування так і його результатів і в такий спосіб підвищує життєвість та працездатність спроектованого РТП.

Технологічні ходи на ОТРА за розмірністю одиниці нормування часу, яка визначається на їх виконання [4,5], можна поділити на три групи: група А - в абсолютних одиницях (секундах), групу В - у відносних одиницях (обертах деталі) та групу С - у відносних одиницях (сотих долях оберту розподільного валу (ОРВ)). В кінцевому підсумку тривалість технологічного ходу якої групи, ми будемо змушені визначити в сотих долях ОРВ, що необхідно для побудови кулачків, а загальну тривалість циклу в секундах. Проте на проміжних, а особливо на початкових етапах проектування, згадана вище різномірність параметрів технологічних ходів створює основу традиційної методики. Отже така класифікація в певному виді в ній присутня. Це суттєвий момент з точки зору формалізації процесу проектування.

Вибравши той чи інший текст, що репрезентує технологічний хід, ми стартуємо певний модуль з відповідними процедурами та функціями, які забезпечують ввід параметрів. Для групи А це може бути, наприклад, час на подачу прутка, на переключення обертів шпинделя чи його реверс, час на охолодження деталі тощо, для групи В - розміри параметрів оброблюваної поверхні: діаметр, довжина і т. і. Фокусуючи курсор на тому чи іншому тексті робочої групи С, ми запускаємо в роботу відповідний типовий модуль, що визначає тривалість виконання холостих ходів у сотих долях ОРВ. Типовий модуль, це вмістилище процедур та функцій, в дусі і стилі (ООП), які обслуговують технологічні ходи, зв'язані в структурі РТП з певною типовою поверхнею, оброблюємым матеріалом і т. п., що забезпечує її повну програмну обробку. Використання типових модулів суттєво спрощує розробку коду програми, її відладку та тестування. Відповідні уточнюючі параметри та константи, керуючі режимом проектування, вводяться в результаті діалога з технологом, а при пакетному режимі зчитуються з довготривалого запам'ятовуючого пристрою (ДЗП), наприклад з флорі-диска. Робочі (формуєтворючі) ходи ТФФ, розмірні характеристики яких визначають тривалість ходів формуєтворення напівфабрикату, нами віднесено до групи А. Результати проміжних розрахунків по всім вибраним в певну структуру технологічним ходам накопичуються у спеціальному динамічному масиві, форма якого приведена в таблиці 1.

Збереження результатів проміжних обчислень в робочому масиві до кінця проектування спрощує і прискорює повторні перерахунки, що мають місце при параметричній оптимізації. Загальний час, визначений на виконання ходів різних груп, сумується у відповідних одиницях в міру їх вибо-

ру в процесі проектування п'ятим блоком процедур (рис. 1). При цьому приймається до уваги очікувана продуктивність та перепади між кінцевим радіусом попереднього технологічного ходу та початковим наступного. Сьомий блок визначає розрахункову тривалість циклу на підставі сум величин ходів всіх трьох груп та уточнює розрахункову продуктивність згідно дискретного паспортного ряду конкретної моделі верстата.

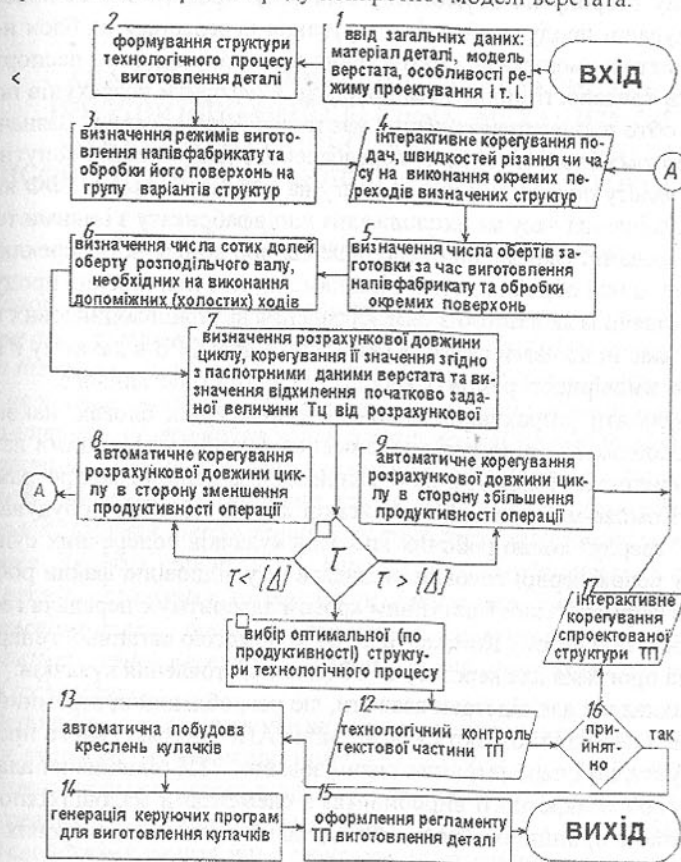


Рис. 1. Алгоритм проектування технологічної операції для ОТРА з технологічним ходом "фрикційне формоутворення"

Таблиця 1—Структура масиву даних для збереження проміжних обчислень

Таблиця 1 — Структура масиву даних для збереження проміжних обчислень																		
Номер по порядку, особливості алгоритму	Параметри оброблюваної поверхні				Головний кут в плані	Довжина арка	Довжина перебігу	Розрахункова довжина різання	Подача	Шлифність	розрахункове число обертів	прийняте число обертів	кількість обертів деталі на перехід за час виконання	радіуси кулачків по переходам		номери проміжних переходів		
	Діаметр початковий	Діаметр кінцевий	Довжина	Довжина										початковий	кінцевий	початковий номер	кінцевий номер	
код типу переходу	мм	мм	мм	град	мм	мм	мм	мм/об	м/хв	об/хв	об/хв	оберт	мм	мм	номер	номер		
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18

Десятий блок порівнює щойно визначену паспортну та попередню задану еwentуально очікувану тривалість циклу і якщо розходження їх значень не перевищує величини, заданої першим блоком, то керування передається на подальший вибір найкращого з передбачених варіанту структури РТП. В протилежному разі значення паспортної тривалості циклу, змінене у відповідну сторону на обумовлену величину, трактується як нове значення очікуваної продуктивності, а керування передається на блок номер чотири. З метою зменшення розходження між очікуваним та паспортним значеннями тривалості циклу весь попередній алгоритм розрахунків повторюється. Тобто процес проектування має ітераційний характер. Зазначимо, що в четвертому блоці алгоритму передбачено, в разі потреби, попутне корегування змісту операції. Звернуто увагу на таку особливість ТФФ як можливість суміщення часу на охолодження напівфабрикату з іншими технологічними ходами. Окремо виділено рішення про доцільність переключення режиму в циклі обробки деталі різанням з метою підвищення продуктивності, виходячи із зв'язаного з цим збільшення внутрішньоциклових втрат часу, приймаючи до уваги вартість (вагу) сотої долі ОРВ в данному РТП та збільшення ймовірності ремонту верстату та вартості останнього.

Результати розрахунків, виконані в попередніх блоках, накопичуються в колонках 15-18 допоміжного масиву. В подальшому цими даними можна скористатись (блок 13), щоб, наприклад, за допомогою програмного продукту Компас-майстер v.2.0 російської фірми АСКОН, побудувати та отримати "тверду" копію робочих креслень кулачків поперечних супортів та супорту револьверної головки чи видати їх у відповідні файли робочих креслень в форматі *.cad. Наступним кроком алгоритму є передача геометрії кулачків в підсистему Компас-ЧПК. За допомогою останньої генерується керуюча програма для верстату з ЧПК для виготовлення кулачків.

Викладене дає підстави вважати, що розроблений програмний продукт, має всі необхідні ознаки сучасної мініСАПР інтерактивного проектування структурно і параметрично оптимізованих РТП підвищеної адаптуємості до умов конкретного виробництва з елементами маловідхідної технології, якою є принципово нова ТФФ деталей з деяких кольорових металів та їх сплавів.

Список літератури: 1. Крыськов О.Д. Малоотходная технология и оснастка для изготовления полых латунных деталей на токарно-револьверном автомате 1Б140. Конструирование и технология пр-ва с-х. машин: Респ. Межвед. науч.-техн. сб. 1986, вып 16, с.79-85. 2. Крыськов О.Д. Технология фрикционного формообразования. Депонированные научные работы №9 (320), 1998. № 274-Ук98.-265с. 3.Эльхавад Али Эль Факи Ахмед. Энергетическая эффективность процесса фрикционного формообразования полых деталей формы тел вращения. Дис. канд. техн. наук, Кировоград, 2000, -220 стр. 4. Общемашиностроительные нормативы вре-

мени и режимов резания на токарно-автоматные работы. Массовое, крупно-серийное и серийное производство. Машгиз, М. 1959, -283с. 5.Фомин С.Ф. Наладка одношпиндельных токарных автоматов мод. 1112-1136 и 1А112-1А136. -М.Машгиз, 1959, -281с. 6. Компас-майстер. Руководство пользователя. АСКОН. Санкт-Петербург. 1993. -324с.

Статья поступила в редакцию 16.01.2002 г.

АНАЛИЗ КАНОНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИНЕРЦИОННО-ИМПУЛЬСНЫХ МЕХАНИЗМОВ, ФУНКЦИОНИРУЮЩИХ КАК ИНЕРЦИОННЫЙ ТРАНСФОРМАТОР ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА ВТОРОГО РОДА

Куница А.В. (АДИ ДонНТУ, г. Горловка, Украина)

Adaptation of working machine, creation selfregulation systems of machine-building and realization progressives and energysavings of technologys possibly only at the expense automatic and stepless change structures communication between generalize coordinate of drive. Inertia-impulsive of mechanical systems, inertia-impulsive of mechanism which contain several steps of freedom, on principle permission create drive with that qualitys. Simultaneously availability several steps of freedom perhaps cause arising undesirables unlines effects lowering capacity for work inertia-impulsive of mechanical systems and technological processes. Analysis canonical of characteristics inertia-impulsive of mechanisms permit create system spring energy - inertia-impulsive of mechanical system - receiver energy, possessing property's adaptation and creating only that unlines effects, which necessary's for carrying out progressives and energysavings of technologys.

Использование автоматических бесступенчатых передач в машиностроении открывает совершенно иные перспективы в создании принципиально новых прогрессивных и энергосберегающих технологий. Эти технологии реализуются посредством разработки рабочих машин (РМ), обладающих свойствами адаптации в зависимости от изменения параметров технологического процесса. Такие рабочие машины позволяют не только количественно, но и, в первую очередь, качественно расширить возможности технологических процессов.

Адаптация РМ и выполнение технологического процесса на оптимальных режимах осуществляется за счет изменения структур связей между обобщенными координатами привода, вследствие того, что он обладает несколькими степенями свободы. Это свойство таких РМ является необходимым условием при создании саморегулируемых систем машиностроения.

Инерционно-импульсные механические системы (ИИМС) способны

создавать адаптивные РМ и саморегулируемые системы машиностроения. Функционирование ИИМС осуществляется в составе системы источник энергии (ИЭ) – ИИМС – приемник энергии (ПЭ) и сопровождается разного рода нелинейными эффектами [1], обуславливающими, при недостаточно качественном проектировании, их низкую работоспособность.

Возможность возникновения нелинейных эффектов обусловлена именно тем качеством ИИМС, что любая из них обладает несколькими степенями свободы и сложным образом взаимодействует с ИЭ и ПЭ. Система ИЭ – ИИМС – ПЭ функционирует нужным нам образом только в том случае, если характеристики ИЭ, ИИМС, ПЭ определенным образом соответствуют друг другу.

Характеристики ИЭ и ПЭ достаточно подробно изучены различными специальными науками. Характеристики ИИМС изучены механикой машин в недостаточной степени.

Инерционно-импульсная механическая система содержит инерционно-импульсный механизм (ИИМ), в котором происходят наиболее сложные нелинейные эффекты. Трансформирующие свойства ИИМ отражаются посредством его канонической характеристики [2 – 5].

Анализ канонических характеристик ИИМ Хоббса, Левина и обобщенного [1] позволит обеспечить создание такой системы ИЭ – ИИМС – ПЭ, в которой будут реализованы только необходимые для осуществления данного технологического процесса нелинейные эффекты, и она будет иметь достаточную работоспособность.

Каноническая характеристика ИИМ представляет собою зависимость эффективных значений его входного M_1 и выходного M_2 моментов в функции одних и тех же значений передаточного отношения для одной и той же структуры связей между обобщенными координатами. Эти зависимости могут быть представлены в аналитическом виде и графическим образом.

Зависимость эффективных значений выходного M_2 момента ИИМ Хоббса, Левина и обобщенного, функционирующих на режиме прямого хода (РПХ), в общем виде отражается функцией (рис.1):

$$M_{2ЭП} = \Phi(K_{II} - X_{II}i), \quad (1)$$

где

$$\Phi = \frac{2nm_{\varphi}eq\dot{\Theta}^2}{\pi}; \quad K_{II} = a(1+q); \quad X_{II} = aq - b;$$

n, m_{φ}, e – число сателлитов, масса и эксцентриситет неуравновешенного груза, установленного на сателлите;

для ИИМ Хоббса $a = r_1 + r_2$; $b = 0$; $q = r_1/r_2$;

для ИИМ Левина $a = 0.5r_1$; $b = 0.5r_1 + r_2$; $q = \frac{r_1(r_1 + 2r_2)}{2r_2(r_1 + r_2)}$;

для обобщенного ИИМ $a = \frac{r_1(r_1 + r_2 + r_3)}{r_2 + r_3}$; $b = \frac{r_1r_3}{r_2 + r_3}$; $q = \frac{r_1(r_1 + r_2 + r_3)}{(r_1 + r_2)(r_2 + r_3)}$;

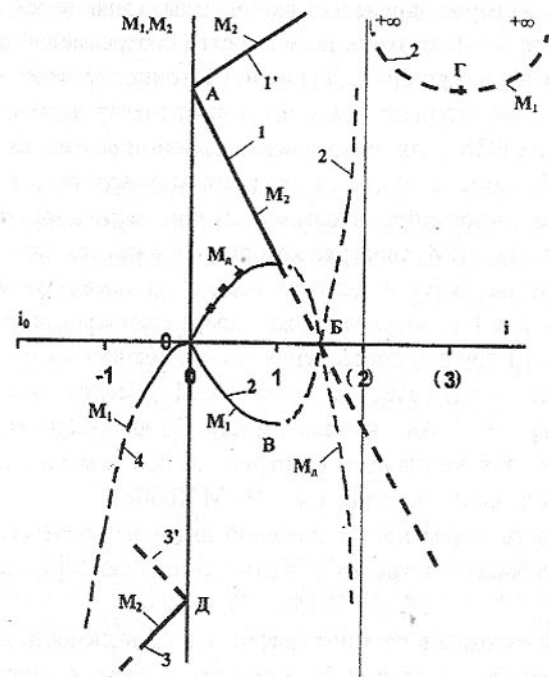


Рис.1. Канонические характеристики ИИМ Хоббса (ведомая солнечная шестерня), Левина и обобщенного (ведущие эпициклическая шестерня), работающих как ИТБМ 2 рода соответственно на: РПХ - кривые 1,2, на РОХ - 3,4.

r_1, r_2, r_3 – радиусы сателлитов, солнечной и эпициклической шестерен;

$\dot{\Theta}$ – частота вращения вала ИЭ.

Координаты: точка А $M_2 = \Phi a(1+q)$; $i=0$; точка В $i = (1+q)/q$ или $a(1+q)(aq-b)^{-1}$; $M_2=0$; точка С $i = [2(aq-b) - (2a^2q^2 - 2a^2q + 4b^2 + 2ab - 6abq)^{1/2}]/(aq-b)$; точка Д $i = [2(aq-b) + (2a^2q^2 - 2a^2q + 4b^2 + 2ab - 6abq)^{1/2}]/(aq-b)$; точка Д $M_2 = -\Phi a(1+q)$.

Построение графических зависимостей канонических характеристик здесь и в дальнейшем производятся всегда при единичном значении частоты вращения $\dot{\Theta}$ вала ИЭ.

Уравнение (1), как функция i , графически представляет прямую линию. Точка А пересечения этой линии (рис.1) с осью ординат для всех рассматриваемых сейчас ИИМ одна и та же: $M_{2ЭП} = \Phi a(1+q)$. Прямая линия 1 однозначно отражает закон изменения $M_{2ЭП}$ для ИИМ Хоббса.

Наклон прямой линии для ИИМ Левина и обобщенного зависит от от-

ношения aq/b , которое определяет окончательно знак перед $X_{\Pi i}$ в уравнении (1). Если $aq/b > 1$, то тогда зависимость (1) отражается прямой 1, а если $aq/b < 1$, тогда, — прямая 1'. Для линии 1' точка пересечения с осью абсцисс лежит в зоне отрицательных значений передаточных отношений, не реализуемых на РПХ. Для практических целей проектирования большинства РМ необходимо снижение выходного момента $M_{2ЭП}$ с увеличением передаточного отношения. Поэтому нужно использовать отношение $aq/b > 1$. Поэтому ИИМ, свойства которых отражаются линией 1', подвергаться анализу не будут и считаем всегда, что реализуется отношение $aq/b > 1$, т.е. линия 1' вообще не должна практически реализовываться.

Для линии 1 точка В пересечения с осью абсцисс имеет значения: для ИИМ Хоббса $i = (1+q)/q$, а для ИИМ Левина и обобщенного $i = a(1+q)(aq-b)^{-1}$. Анализ зависимости (1) для различных ИИМ показывает, что при тех же значениях параметров a, b, q величина $M_{2ЭП}$ у ИИМ Левина и обобщенного больше, чем у ИИМ Хоббса.

Зависимость эффективных значений входного момента $M_{1ЭП}$ на РПХ тех же ИИМ в общем случае могут быть представлены функцией:

$$M_{1ЭП} = \Phi(K_{\Pi} - X_{\Pi} i) i / (2 - i). \quad (2)$$

С учетом изложенного выше график этой зависимости выходит из начала координат (рис.1, кривая 2), имеет точку бесконечного разрыва при $i = 2$. Исследование функции (2) дает точки экстремума (рис.1) для ИИМ Левина и обобщенного:

точка В имеет значение:

$$i_1 = \frac{2(aq-b) - \sqrt{2a^2q^2 - 2a^2q + 4b^2 + 2ab - 6abq}}{aq-b}, \quad (3)$$

точка Г имеет значение:

$$i_2 = \frac{2(aq-b) + \sqrt{2a^2q^2 - 2a^2q + 4b^2 + 2ab - 6abq}}{aq-b}, \quad (4)$$

точки минимума для ИИМ Хоббса:

точка В имеет значение:

$$i_1 = \frac{2q - \sqrt{2q(q-1)}}{q}, \quad (5)$$

точка Г имеет значение:

$$i_2 = \frac{2q + \sqrt{2q(q-1)}}{q}. \quad (6)$$

Обращаем внимание, что в выражениях (3), (4) все члены с параметром b имеют отрицательное значение. Следовательно, ИИМ Левина и

обобщенный имеют меньший диапазон реализуемого значения передаточного числа на РПХ и меньшее значение выходного момента при том же значении q , чем ИИМ Хоббса. Поэтому ИИМ Хоббса более перспективен.

Из зависимостей (5) и (6) следует, что для ИИМ Хоббса при проектировании необходимо выдерживать, чтобы $q > 1$.

Характерной точкой всех рассматриваемых сейчас ИИМ является $i = 1$, т.к. в ней наблюдается режим динамической муфты (РДМ).

Поэтому желательно, чтобы точка В имела бы значение $i = 1$. Например, для ИИМ Хоббса это возможно, если $q = 2$, что следует из выражения (5). Тогда точка Г по оси абсцисс будет иметь значение $i = 3$.

В общем случае коэффициент трансформации момента K_T определяется отношением зависимости (1) при двух значениях передаточного отношения i : а) $i = 0$ и б) $i = 1$. Тогда

$$K_T = \frac{a(1+q)}{a(1+q) - (aq+b)} = \frac{a(1+q)}{a+b}.$$

Отсюда видно, что при том же значении a реализуемый диапазон изменения K_T у ИИМ Левина и обобщенного меньше, чем у ИИМ Хоббса. Поэтому показателю ИИМ Хоббса более перспективен, чем ИИМ Левина и обобщенный.

Если подставить выражения (3...6) в (1) можно определить конкретные выражения для $M_{1ЭП}$. Однако эти выражения получатся громоздкими и в общем виде практической пользы не дадут. Поэтому график $M_{1ЭП}$ на рис.1 несет качественную нагрузку. Необходимо отметить, что при проектировании ИИМС зависимость (1) на всей числовой оси изменения передаточных отношений ИИМ не может быть использованной по трем причинам.

Первая причина ограничения обусловлена тем, что математические модели получены из условия импульсного периодического подвода энергии от ведущих частей ИИМ к ведомым. А ведь при $i = 1$ ИИМ прекращает импульсную передачу энергии на ведомые части, т.к. ведомые и ведущие части ИИМ блокируются в динамическую муфту (РДМ) и энергия начинает передаваться непрерывно. При этом в реальной системе существенно снижается мощность сил трения, и вывести ИИМ из РДМ не так просто. Однако, сравнительно малые моменты сопротивления (отрыв колеса от дороги, движение на спуске) позволяют сойти с РДМ и получить кратковременно в пределах цикла $i > 1$.

Вторая причина состоит в том, что при подсчете времени длительно-сти положительной фазы $i' = \pi / [q(\dot{\Theta} - \dot{\Psi})]$ нужно вводить ограничение: за

время этой фазы всегда разность угловых скоростей $\dot{\Theta} - \dot{\Psi} > 0$, ибо, если она больше 0, тогда время будет отрицательно. Однако в течение отдельных промежутков времени положительной фазы угловая скорость $\dot{\Psi}$ может быть больше угловой скорости $\dot{\Theta}$. В этом случае работа системы ИЭ – ИИМС – ПЭ характеризуется неустановившимся режимом и сопровождается нелинейными эффектами и тогда вполне возможна реализация тех участков канонической характеристики ИИМ, которые изображены пунктирными линиями.

Третье ограничение обусловлено правильным выбором основных параметров ИИМ. Суть его состоит в том, что приведенные моменты инерции ведомых и ведущих частей должны быть определенным образом согласованы на конкретное максимальное значение передаточного отношения.

Необходимо отметить, что угол наклона прямой линии по выражению (1) определяется только параметром q . Чем больше q , тем круче прямая $M_{2\text{эл}}$, но точка Б с $i = (1+q)/q$ всегда лежит за $i = 1$, приближаясь к ней с ростом коэффициента цикличности q .

В точке $i = (1+q)/q$ моменты $M_{2\text{эл}}$ и $M_{1\text{эл}}$ меняют знаки, а конкретный ИЭ в действительности по-прежнему будет вращаться в ту же сторону. Следовательно, $M_{1\text{эл}}$ ИИМ теперь будет совпадать по направлению с $M_{2\text{эл}}$ ИЭ и частота вращения ИЭ резко увеличится, что приведет к увеличению сил инерции и развитию нерасчетных колебаний в ИИМ.

Параметр a определяет загрузку ИЭ входным моментом $M_{1\text{эл}}$ на РДМ, конечно с учетом параметров $n, m_{\text{ср}}, e, q, \dot{\Theta}^2$. Однако, при каких-то их постоянных значениях, параметром a можно подобрать каноническую характеристику ИИМ, соответствующую данному двигателю.

Наиболее стабильно ИИМС будет работать тогда, когда режим трансформации момента будет ограничен величиной передаточного отношения $i = 1$. В этом случае коэффициент инерции реактора $f_0 \approx 0,9 \dots 0,95$ [3]. Так осуществляется параметрическое согласование ИИМ.

Коэффициент трансформации K_T для ИИМ Хоббса будет равен $1+q$, т. к. из зависимостей (1), при $i = 0$, и (2), при $i = 1$, вытекает отношение $M_{2\text{эл}}/M_{1\text{эл}} = a(1+q)/a = 1+q$. Чем больше коэффициент цикличности q ,

тем больше K_T , но могут быть и ограничения, обусловленные необходимостью обеспечения РДМ, когда передаточное отношение $i = 1$. В этом случае, например, для ИИМ Хоббса, как следует из выражения (3), коэффициент цикличности $q = 2$, т.е. для ИИМ Хоббса максимально можно реализовать коэффициент трансформации $K_T = 3$ (и только 3). Величина же загрузки ИЭ на РДМ определяется только параметром a (при тех же значениях параметра Φ).

Зависимость эффективных значений выходного момента ИИМ на

РОХ в общем виде могут быть представлены функцией (рис.1):

$$M_{230} = -\Phi(K_{II} + X_{II} i_0), \quad (7)$$

которая графически представляет собой прямую линию 3. Возможную прямую линию 3' не рассматриваем и на графике не показываем по тем же соображениям, что и прямую линию 1'.

На рис.1 прямая 3 (момент M_{230}) располагается по иному, чем прямая 1 (момент $M_{2\text{эл}}$). Это объясняется следующим образом. С увеличением передаточного отношения i_0 на РОХ время отрицательной фазы и цикла сокращаются.

На стоповом режиме $i = 0$ и $i_0 = 0$, время положительной фазы $t_{\text{пф}}$ и отрицательной фазы $t_{\text{оф}}$ равны между собой, т.к. $t_{\text{пф}} = t_{\text{оф}} = \pi/(q\dot{\Theta})$, а время цикла $t_{\text{цс}} = 2\pi/(q\dot{\Theta})$.

На РОХ в процессе трансформации момента время положительной фазы по-прежнему $t_{\text{пф}} = \pi/(q\dot{\Theta})$, а на РПХ, между прочим, $t_{\text{пф}} = \pi/[q(\dot{\Theta} - \dot{\Psi})]$. Время отрицательной фазы $t_{\text{оф}} = \pi/[q(\dot{\Theta} + \dot{\Psi}_0)]$, что меньше, чем $\pi/q\dot{\Theta}$, и, тем более, чем $\pi/[q(\dot{\Theta} - \dot{\Psi})]$.

Отсюда время цикла трансформации момента на РОХ $t_{\text{цт0}} = \frac{\pi(2\dot{\Theta} + \dot{\Psi}_0)}{q\dot{\Theta}(\dot{\Theta} + \dot{\Psi}_0)}$, а на режиме РПХ время цикла равно: $t_{\text{цтп}} = \frac{\pi(2\dot{\Theta} - \dot{\Psi})}{q\dot{\Theta}(\dot{\Theta} - \dot{\Psi})}$. Разделив $t_{\text{цт0}}/t_{\text{цс}}$ и $t_{\text{цтп}}/t_{\text{цс}}$ получим, что

$$\frac{t_{\text{цт0}}}{t_{\text{цс}}} = \frac{2(\dot{\Theta} + \dot{\Psi}_0)}{2(\dot{\Theta} + \dot{\Psi}_0)} = 1 - \frac{\dot{\Psi}_0}{2(\dot{\Theta} + \dot{\Psi}_0)} \quad \text{и} \quad \frac{t_{\text{цтп}}}{t_{\text{цс}}} = \frac{2\dot{\Theta} - \dot{\Psi}}{2(\dot{\Theta} - \dot{\Psi})} = 1 + \frac{\dot{\Psi}}{2(\dot{\Theta} - \dot{\Psi})}$$

Следовательно, время цикла и отрицательной фазы на СР (при $i_0 = 0$) больше, чем при режиме трансформации момента на РОХ, когда $i_0 > 0$. На РПХ время положительной фазы и цикла с ростом передаточного числа i увеличиваются вплоть до значений, стремящихся к бесконечности при условии, что $\dot{\Theta} = \dot{\Psi}$.

По этой причине на РОХ с увеличением передаточного числа i_0 происходит непрерывное и все прогрессирующее увеличение входного $M_{1\text{эл}}$ и выходного M_{230} моментов. По этой причине можно сказать, что на РОХ может наступить установившийся режим трансформации момента, но устойчивым он не может быть. На РПХ с увеличением передаточного числа i происходит уменьшение выходного момента $M_{2\text{эл}}$ с увеличением входного момента $M_{1\text{эл}}$. Это коренным образом отличает положительный импульс от отрицательного, и все попытки их суммирования на одном и том же рабо-

чем органе обречены на неудачу принципиально.

На РОХ с увеличением передаточного числа i_0 сокращается время передачи энергии, и это сопровождается ударными нагрузками, снижающими работоспособность и долговечность ИИМС.

Зависимость эффективных значений входного момента $M_{1\lambda 0}$ на РОХ тех же ИИМ в общем виде могут быть представлены функцией, которая графически представляет собой кривую 4, при условии, что $aq/b > 1$

$$M_{1\lambda 0} = -\Phi(K_{\Pi} + X_{\Pi}i_0)i_0/(2 + i_0). \quad (8)$$

Характерная точка Д зависимости (7) имеет: $M_{2\lambda 0} = -\Phi a(1 + q)$.

Необходимо отметить, что на РОХ в принципе может быть реализовано только $i_0 < -1$. Особенностью РОХ является отсутствие РДМ.

Кривая 4 растет круче кривой 2 (см. зависимости (8) и (2)) и не имеет перегиба. Если мы спроектировали ИИМ так, что точка В на РПХ имеет $i=1$, то тогда, учитывая, что используются те же ИИМ и ИЭ, можно определить максимально реализуемое значение передаточного числа i_0 на РОХ из условия равенства $M_{1\lambda 0}$ и $M_{1\lambda 0}$.

$$-\Phi(K_{\Pi} - X_{\Pi}) = -\Phi(K_{\Pi} + X_{\Pi}i_0)/(2 + i_0). \quad (9)$$

Выполнив преобразования в общем виде, получим:

$$i_{01,2} = \frac{-(aq - b) \pm \sqrt{a^2q^2 + 8a^2q - 8ab - 7b^2 - 8abq}}{2(aq - b)}. \quad (10)$$

Например, для ИИМ Хоббса, при $b=0$ и $q=2$, получим:

$$i_{01,2} = \frac{-2 \pm \sqrt{20}}{4}, \text{ т.е. } i_{01} = +0,62, i_{02} = -1,62.$$

Естественно, что ограничение в действительности будет $i_{01} \approx -0,62$.

Из выражения (10) видно, что ИИМ Левина и обобщенный имеют меньший диапазон реализуемого значения передаточного отношения i_0 на РОХ, при том же значении q , чем ИИМ Хоббса, для которого параметр $b=0$. По этой причине они менее приспособлены для реализации РСХ, и эти ИИМ необходимо с осторожностью использовать в адаптивных и саморегулируемых механических системах.

Если все-таки из-за меньшего трения в ИИМ возникнет необходимость использования ИИМ Левина и обобщенного, тогда диапазон $i_0 \approx 0,62$ можно обеспечить увеличением q . Увеличение коэффициента цикличности q приведет к увеличению частоты воздействия импульсов на зубья шестерён, и нет однозначного ответа, что лучше: оставить то же значение q при меньшем значении передаточного отношения i_0 или все-таки увеличить q с целью увеличения диапазона изменения i_0 .

В этом случае необходимо переходить от общего анализа к рассмотрению конкретных параметров ИИМС и технологического процесса.

В процессе трансформации момента ИИМ на РОХ, при резком снижении момента сопротивления технологической нагрузки, в течение отрица-

тельной фазы на короткое время скорость $\dot{\psi}_0$ может стать больше $\dot{\Theta}_0$. В такие моменты времени ИЭ, не чувствует сопротивления со стороны ИИМ. Поэтому ИИМ будет его разгонять, резко увеличивая частоту вращения ИЭ и, отсюда, динамические нагрузки на детали ИИМС. Это приводит к возникновению колебаний, выходящих за расчетные параметры. Эти колебания вообще не описываются данными математическими зависимостями, т.к. они получены для случая установившегося режима движения ИИМС. С целью исключения такого режима функционирования в реальном ИИМ, необходимо принять меры, ликвидирующие возможность появления таких режимов работы ИИМ.

Для этой цели необходимо использовать значение коэффициента инерции реактора $f_0 \approx 0.9...0.95$ [3]. Тогда появляется возможность того, что даже кратковременно $\dot{\psi}_0$ не станет больше $\dot{\Theta}$, и не возникнут нелинейные эффекты при функционировании системы ИЭ – ИИМС – ПЭ.

Список литературы: 1. Леонов А.И. Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. – М.: Машиностроение, 1978. – 224 с. 2. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. – Л.: Машиностроение, 1975. – 480 с. 3. Куница А.В. Каноническая характеристика ИТВМ прямого хода/ Сб. тр. междунаrodn. научн.- техн. конф. "Техносфера и машиностроение на рубеже XXI века". Севастополь, 9 – 12 сентября 1998 г. – Донецк, 1998. – С. 128 – 131 с. 4. Куница А.В. Каноническая характеристика ИТВМ обратного хода/ Сб. тр. междунаrodn. научн.- техн. конф. "Техносфера и машиностроение на рубеже XXI века". Севастополь, 9 – 12 сентября 1998 г. – Донецк, 1998. – С. 132 – 136 с. 5. Куница А.В. Каноническая характеристика ИТВМ смешанного хода / Сб. тр. междунаrodn. научн.- техн. конф. "Техносфера и машиностроение на рубеже XXI века". Севастополь, 9 – 12 сентября 1998 г. – Донецк, 1998. – С. 136 – 140 с.

Статья поступила в редакцию 23.01.2002 г.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕУРАВНОВЕШЕННОЙ РАДИАЛЬНОЙ СИЛЫ РЕЗАНИЯ ПРИ СВЕРЛЕНИИ

Малышко И.А., Коваленко В.И.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Одним из факторов, определяющих при сверлении точность обработки отверстий, особенно глубоких, является неуравновешенная радиальная сила резания ΔP_r . Считается, что при идеальной заточке сверла ради-

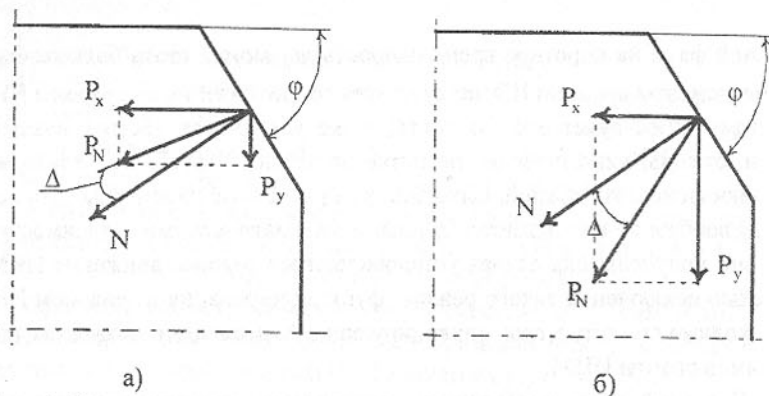


Рис. 1. К определению силы P_y : а) - отрицательное значение угла Δ ; б) - положительное значение угла Δ .

альные силы резания P_y , действующие на каждый из зубьев инструмента, равны между собой и уравнивают друг друга.

В реальной практике вследствие асимметричной заточки сверла возникает неуравновешенная радиальная сила резания ΔP_y , вызывающая изгиб инструмента и приводящая к возникновению дополнительных погрешностей в продольном сечении обрабатываемых отверстий. В настоящее время не существует общепринятой методики для определения силы ΔP_y . В работе показано, что эта сила зависит не только от твердости обрабатываемого материала (что широко известно), но также от конструктивных параметров режущего инструмента и принятых режимов обработки.

Анализ сил, возникающих при обработке резанием, показывает, что радиальная сила резания P_y может быть определена из рис. 1 зависимостью [1]:

$$P_y = P_N \cos(\varphi \pm \Delta), \quad (1)$$

где P_N - составляющая силы резания, направленная по нормали к режущей кромке инструмента; φ - главный угол в плане, Δ - угол отклонения стружки. Принимают: знак «плюс» при отрицательном значении угла Δ , и знак «минус» при положительном значении угла Δ .

Зависимость (1) для определения радиальной силы не учитывает изменения геометрических параметров инструмента вдоль режущей кромки, что является характерным для сверла.

Сила P_N представляет собой одну из составляющих силы P_z и может быть рассчитана [1, 2] по выражению

$$P_N = P_z \operatorname{tg}(45^\circ - \theta), \quad (2)$$

где P_z - сила, действующая в направлении главного движения; θ - угол скалывания. При обработке пластичных материалов можно принимать при расчетах

$$\theta = 25^\circ + \gamma_N, \quad (3)$$

где γ_N - передний угол в нормальной секущей плоскости.

Сила P_z может быть определена из выражения

$$P_z = 0,9 \sigma_B s_z t (1 + \operatorname{ctg} \theta), \quad (4)$$

где σ_B - предел прочности на растяжение обрабатываемого материала; s_z - подача на зуб сверла; t - глубина резания.

Глубина резания при сверлении [3] принимается равной радиусу обрабатываемой поверхности: $t = 0,5 D$, где D - диаметр сверления.

Рассмотрим определение угла отклонения стружки Δ , являющегося одним из параметров при определении радиальной составляющей силы резания P_y . При несвободном резании и угле наклона главной режущей кромки $\lambda \neq 0$ угол отклонения стружки следует вычислять по формуле

$$\Delta = \pm \lambda - \Delta', \quad (5)$$

где Δ' - вспомогательный расчетный угол, значение которого определяется зависимостью

$$\Delta' = \operatorname{arctg} \frac{S_z \sin^2 \varphi}{t + S_z \sin^2 \varphi \cdot \operatorname{ctg}(\varphi + \varphi_1)}, \quad (6)$$

где φ_1 - вспомогательный угол в плане; при сверлении: $\varphi_1 = 0$.

Известно, что некоторые параметры, характеризующие процесс резания, являются переменными в зависимости от положения произвольной точки А режущей кромки сверла, в которой они измеряются. Величина угла μ (рис. 2) определяется зависимостью

$$\sin \mu = r_c / r_x, \quad (7)$$

где r_c и r_x - соответственно радиус сердцевинки сверла и текущий радиус произвольной точки режущей кромки. На рис. 2 также обозначены: r - номинальный радиус сверла; ω - угол наклона стружечной канавки.

Необходимые для последующего анализа расчетные зависимости геометрических параметров λ , φ и γ_N определяют на основании данных работ [4, 5].

Угол наклона главной режущей кромки:

$$\sin \lambda = [(r_c / r) \sin \varphi] : (r_x / r), \quad (8)$$

где φ' - угол при вершине сверла.

Углы φ и φ' связаны соотношением:

$$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \varphi' \sqrt{1 - \left(\frac{r_c}{r_x} \right)^2}; \text{ или } \operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \varphi' \sqrt{1 - \left(\frac{r_c}{r_x} \right)^2}. \quad (9)$$

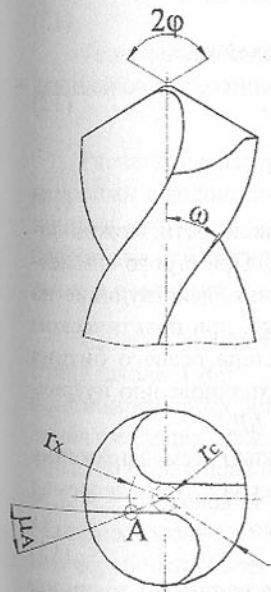


Рис. 2. Определение угла μ .

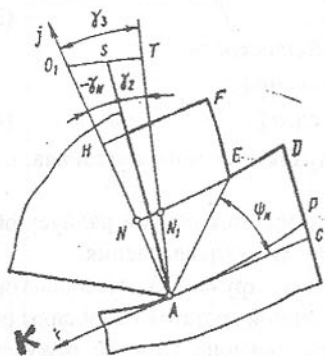


Рис. 3. Элементы резания нормальной секущей плоскости; ψ_N - нормальный угол сдвига.

Выражение для определения угла γ_2 зависит от вида передней поверхности сверла.

Например, для плоской передней поверхности

$$\operatorname{tg} \gamma_2 = \operatorname{tg} \gamma_1 / \sin \varphi'; \quad (12)$$

для передней поверхности, выполненной в виде винтовой канавки

$$\operatorname{tg} \gamma_2 = \frac{(r_x/r) \cdot \operatorname{tg} \omega \cdot \cos v}{\sin \varphi' - (r_x/r) \cdot \operatorname{tg} \omega \cdot \sin v \cdot \cos \varphi'}. \quad (13)$$

Угол γ_3 от вида передней поверхности не зависит:

$$\operatorname{tg} \gamma_3 = \operatorname{tg} v \cdot \sin \varphi'. \quad (14)$$

Таким образом, используя вышеприведенные зависимости, можно определить радиальную составляющую силы резания P_y . При строго симметричной заточке сверла эти составляющие силы резания, действующие на каждый зуб инструмента, равны между собой. Однако, при практическом изготовлении сверл допускается определенная величина осевого биения режущих кромок инструмента [6], что приводит к возникновению неуравновешенной радиальной составляющей силы резания ΔP_y .

Одним из параметров, влияющих на величину силы P_z (см. выражение 4), а значит, и на силу P_y , является подача на зуб сверла s_z , определяемая как

$$s_z = a / \sin \varphi. \quad (15)$$

Несимметричная заточка сверла приводит к изменению Δa толщины срезаемого слоя, а следовательно, к изменению Δs_z подачи на зуб сверла. В результате возникают колебания ΔP_z тангенциальной составляющей силы резания, что в итоге приводит к появлению неуравновешенной радиальной составляющей силы резания ΔP_y . Найдем аналитическую зависимость для

Толщина срезаемого слоя при сверлении является переменной величиной и также зависит от положения анализируемой точки на режущей кромке сверла [4, 5]:

$$a = 0,5s \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\operatorname{ctg} \varphi}{\cos \mu} \right)^2}}, \quad (10)$$

где s - подача инструмента.

Передний угол в нормальной секущей плоскости (рис. 3) определяется из выражения

$$\gamma_N = \gamma_2 - \gamma_3, \quad (11)$$

где углы γ_2 и γ_3 определяются с использованием значений других углов.

определения этой составляющей силы резания. Для этого воспользуемся выражениями для определения тех параметров процесса резания, которые изменяются при наличии асимметричной заточки сверла.

Приняв предельное колебание толщины среза стружки Δa равное допустимой величине осевого биения режущих кромок сверла B_o

$$\Delta a = B_o, \quad (16)$$

получим выражение для определения колебания подачи на зуб сверла:

$$\Delta s_z = \Delta a / \sin \varphi. \quad (17)$$

Изменения тангенциальной и нормальной составляющих сил резания составят (см. выражения 4 и 2):

$$\Delta P_z = 0,9 \sigma_B \Delta s_z t (1 + \operatorname{ctg} \theta); \quad (18) \quad \Delta P_N = \Delta P_z \operatorname{tg}(45^\circ - \theta). \quad (19)$$

Обозначим: $\Delta(\Delta')$ и $\Delta(\Delta)$ - соответственно колебания углов Δ' и Δ , вызванные асимметричной заточкой сверла. Значение угла Δ' может быть найдено из выражения (6) с учетом того, что подача на зуб сверла колеблется в пределах Δs_z .

$$\operatorname{tg} \Delta(\Delta') = \frac{\Delta s_z \sin^2 \varphi}{t + \Delta s_z \sin^2 \varphi \cdot \operatorname{ctg}(\varphi + \varphi_1)}. \quad (20)$$

Колебания угла Δ (см. выражение 5) вследствие несимметричности заточки сверла определяется зависимостью

$$\Delta(\Delta) = \pm \lambda - \Delta(\Delta'). \quad (21)$$

Теперь возможно определение неуравновешенной радиальной составляющей силы резания (см. выражение 1)

$$\Delta P_y = \Delta P_N \cos[\varphi \pm \Delta(\Delta)]. \quad (22)$$

Расчеты показывают, что колебания неуравновешенной силы ΔP_y измеримы с абсолютной величиной P_y радиальной составляющей силы резания, а иногда могут и превышать эту силу. Это существенно влияет на положение оси инструмента, а следовательно, и на погрешность обработанных отверстий.

Список литературы: 1. Филоненко С.Н. Резание металлов. - Киев: Вища школа, 1969. - 260 с. 2. Сурженко А.Н. Совершенствование сборных комбинированных зенкеров за счет допустимого уменьшения узлов крепления режущих пластин. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. - Донецк, 2001. 16 с. 3. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2/ Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1985. 496 с. 4. Холмогорцев Ю.П. Оптимизация процессов обработки отверстий. - М.: Машиностроение, 1984. - 184 с. 5. Родин П.Р. Геометрия режущей части спирального сверла. - К.: Техніка, 1971. - 136 с. 6. Справочник инструментальщика/ И.А. Ординарцев, С.Г. Филиппов, А.Н. Шевченко и др.; Под общ. ред. И.А. Ординарцева. - Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1987. - 846 с.

Статья поступила в редакцию 11.01.2002 г.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА СХОДА СТРУЖКИ ПРИ ЗЕНКЕРОВАНИИ

Малышко И.А., Мирошниченко А.В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Formation and movement of chip under core drilling are investigated in the paper. Mathematical dependence for determination of deviation angle is set forth.

Необходимость совершенствования способов управления отводом стружки требуют создания точных расчетов угла её сбега при косоугольном резании осевым инструментом. Это связано с тем, что сущность угла сбега, при обработке осевым инструментом, изучена ещё недостаточно, что не позволяет определить оптимальные значения этих углов при зенкеровании.

В литературе известны аналитические зависимости для определения среднего направления угла схода стружки [1, 2, 5]. Однако они разработаны для обработки резцами, что не удовлетворяет условиям работы зенкеров. Помимо этого в вышеперечисленных уравнениях не учитывается одновременное влияние на среднее направление схода стружки переднего угла γ_N , углов в плане (ϕ, ϕ_0, ϕ_1) и угла наклона стружечной канавки ω , что является характерным для зенкеров.

Для определения угла сбега стружки в условиях резания зенкером с углом наклона главной режущей кромки $\lambda \neq 0$ (рис. 1.), используем методику предложенную В.Ф. Бобровым [1].

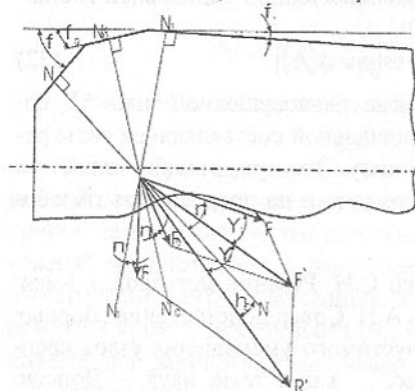


Рис. 1. Расчётная схема для определения угла схода стружки при зенкеровании.

2) на первом этапе исследований можно сделать допущение, что рабочие длины на главной (b), вспомогательной (b₁) и переходной (b₀) режущих кромках не зависят от величины наклона соответствующих режущих

При определении угла схода стружки были приняты следующие допущения:

1) среднее направление схода стружки (η_c) по передней поверхности, совпадает с направлением суммарной силы трения (R') [2], являющейся геометрической суммой сил трения, действующих на главной (F), вспомогательной (F₁) и переходной режущих кромках инструмента, если бы эти кромки работали самостоятельно. При этом предполагается, что сила трения прямо пропорциональна рабочей длине режущей кромки, к которой она прилагается;

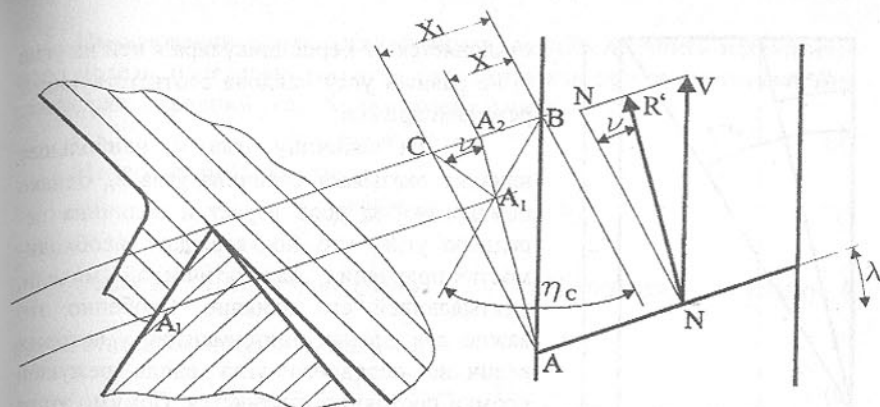


Рис. 2. Схема образования угла сбега стружки при косоугольном зенкеро-вании.

кромки ($\lambda, \lambda_1, \lambda_0$).

Механизм образования и движения стружки при зенкеровании (рис.2) можно представить следующим образом. Деформирование металла происходит в плоскости наибольших деформаций, совпадающей с направлением действия равнодействующей силы трения на всех режущих кромках, участвующих в образовании стружки. Зуб зенкера перемещается из точки A в точку A₁, положение которой зависит от угла γ_N и коэффициента усадки стружки. Линия A₁B, совпадающая с краем образующейся стружки и равной ей длине, определяет величину угла сбега η_c .

Из рис. 2 определим угол ν , на величину которого отклоняется сила трения, действующая на режущей кромке, от перпендикуляра к ней. Угол наклона режущей кромки λ равен:

$$\operatorname{tg} \lambda = BC / A_1C, \quad (1)$$

$$\text{где: } A_1C = \frac{L_P \cdot \cos \lambda}{K_{LN}}; \quad BC = X_1 = X + A_2C;$$

$$X = L_P \cdot (\sin \lambda - \cos \lambda \cdot \operatorname{tg} \nu); \quad A_2C = A_1C \cdot \sin \gamma_N \cdot \operatorname{tg} \nu;$$

$$K_{LN} = \frac{\sin \gamma_N + \cos \gamma_N}{\operatorname{tg}(\arccos 0,5 / \sqrt{2} - \pi/4 + \gamma_N)} \quad [3] - \text{коэффициент нормального укороче-}$$

ния стружки

После соответствующих преобразований выражения (1) получаем

$$\operatorname{tg} \nu_i = \operatorname{tg} \lambda_i \cdot \left(\frac{1 - K_{LN}}{\sin \gamma_N - K_{LN}} \right). \quad (2)$$

Из выражения (2) следует:

1) направление силы трения на соответствующей режущей кромке

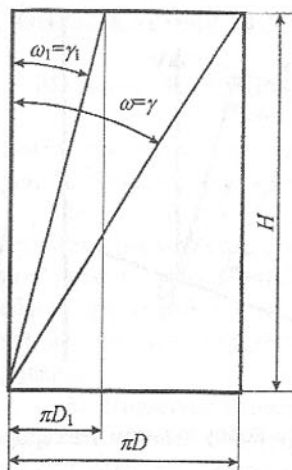


Рис. 3. Изменение переднего угла в зависимости от угла наклона стружечной канавки.

где r_x – радиус окружности, на которой расположена рассматриваемая точка; R – радиус зенкера; ω – угол наклона винтовой канавки; φ_i – главный угол в плане.

$$\operatorname{tg} \gamma_{NX} = \int_{r_{x1}}^{r_{x2}} \frac{r_x \cdot \operatorname{tg} \omega}{R \cdot \sin \varphi_i} dr_x \quad (3)$$

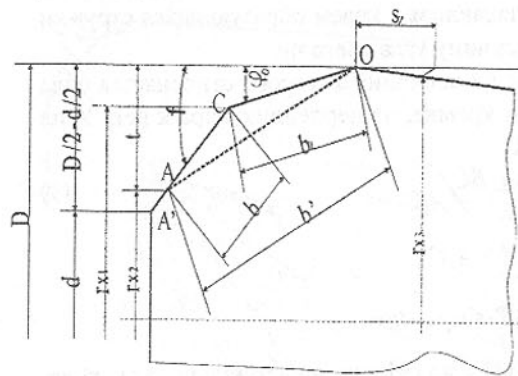


Рис. 4. Расчётная схема к определению граничных значений величины r_x .

кромке определяется при $r_{x1} = R - b_1 \cdot \cos(90 - \varphi)$ и $r_{x2} = R$.

Рабочая длина переходной режущей кромки равна [4] $b_0 = 0.2 \dots 0.5 \text{ мм}$. Рабочие длины главной и вспомогательной режущих кромок равны [1]:

$$b = \frac{t - b_0 \cdot \sin \varphi_0}{\sin \varphi}; \quad b_1 = \frac{s_2 \cdot \sin \varphi_0}{\sin(\varphi_1 + \varphi_0)}$$

отклоняется от перпендикуляра к ней на угол ν_i не равный углу наклона соответствующей режущей кромки;

2) на величину угла ν_i , наибольшее влияние оказывает величина угла λ_i , однако немаловажную роль играет и величина переднего угла, что подтверждает необходимость получения математической модели, учитывающей его влияние. Особенно это важно для осевых инструментов, у которых величина переднего угла вдоль режущей кромки постоянно изменяется. Помимо этого передний угол у зенкера прямо пропорционален углу наклона винтовой канавки ω , это видно из выражения (3) и рис. 3, и обратно пропорционален главному углу в плане.

На основании всего вышесказанного можно получить математическую модель, определяющую угол схода стружки при зенкерении. Согласно рис. 1 средний угол схода стружки равен:

$$\eta_c = \psi_1 + \psi_2 \pm \nu. \quad (4)$$

Из того же рисунка имеем

$$\frac{F}{F_0} = \frac{\sin[(\varphi - \varphi_0 + \nu - \nu_0) - \psi_1]}{\sin \psi_1} \quad (5)$$

Согласно первому допущению $\frac{F}{F_0} = \frac{b}{b_0}$. Производя подстановку, и

решая относительно угла ψ_1 получим

$$\operatorname{tg} \psi_1 = \frac{\sin(\varphi - \varphi_0 + \nu - \nu_0)}{\frac{b}{b_0} + \cos(\varphi - \varphi_0 + \nu - \nu_0)}. \quad (6)$$

Аналогичным образом можно получить зависимость для угла ψ_2 :

$$\frac{F'}{F_0} = \frac{\sin[(\varphi + \varphi_1 + \nu - \nu_1 - \psi_1) - \psi_2]}{\sin \psi_2}. \quad (7)$$

Учитывая что $\frac{F'}{F_1} = \frac{b'}{b}$, получим

$$\operatorname{tg} \psi_2 = \frac{\sin(\varphi + \varphi_1 + \nu - \nu_1 - \psi_1)}{\frac{b'}{b} + \cos(\varphi + \varphi_1 + \nu - \nu_1 - \psi_1)}, \quad (8)$$

где $b' = \sqrt{b^2 + b_0^2 + 2 \cdot b \cdot b_0 \cdot \cos(\varphi - \varphi_0)} [1]$ – большая сторона треугольника, двумя другими сторонами которого являются главная и переходная режущие кромки.

После подстановки в выражения (4, 6, 7) уравнения 2 и дальнейшего преобразования получим:

$$\begin{aligned} \eta_c &= \psi_1 + \psi_2 \mp \operatorname{tg} \lambda \cdot \left(\frac{1 - K_{LN}}{\sin \gamma_N - K_{LN}} \right); \\ \psi_1 &= \operatorname{arctg} \left[\frac{\sin(\varphi - \varphi_0 \pm \operatorname{tg} \lambda \cdot \left(\frac{1 - K_{LN}}{\sin \gamma_N - K_{LN}} \right) \mp \operatorname{tg} \lambda_0 \cdot \left(\frac{1 - K_{LN}}{\sin \gamma_{N0} - K_{LN}} \right))}{\frac{b}{b_0} + \cos(\varphi - \varphi_0 \pm \operatorname{tg} \lambda \cdot \left(\frac{1 - K_{LN}}{\sin \gamma_N - K_{LN}} \right) \mp \operatorname{tg} \lambda_0 \cdot \left(\frac{1 - K_{LN}}{\sin \gamma_{N0} - K_{LN}} \right))} \right]; \\ \psi_2 &= \operatorname{arctg} \left[\frac{\sin(\varphi + \varphi_1 \pm \operatorname{tg} \lambda \cdot \left(\frac{1 - K_{LN}}{\sin \gamma_N - K_{LN}} \right) - \operatorname{tg} \lambda_1 \cdot \left(\frac{1 - K_{LN}}{\sin \gamma_{N1} - K_{LN}} \right) - \psi_1)}{\frac{b'}{b_1} - \cos(\varphi + \varphi_1 \pm \operatorname{tg} \lambda \cdot \left(\frac{1 - K_{LN}}{\sin \gamma_N - K_{LN}} \right) - \operatorname{tg} \lambda_1 \cdot \left(\frac{1 - K_{LN}}{\sin \gamma_{N1} - K_{LN}} \right) - \psi_1)} \right] \end{aligned} \quad (9)$$

Верхние знаки соответствуют положительному углу λ_i и нижние отрицательному. Углы наклона переходной и вспомогательной режущих кромок считаются по следующим зависимостям $\operatorname{tg} \lambda_0 = \operatorname{tg} \lambda / \sin \varphi$, $\operatorname{tg} \lambda_1 \approx \operatorname{tg} \omega$.

Выводы: 1) получена математическая зависимость для определения среднего угла схода стружки при зенкеровании; 2) в данной зависимости учитывается влияние всех геометрических и конструктивных параметров зенкера на направление движения стружки; 3) по предложенному уравнению можно рассчитывать угол схода стружки и для других осевых инструментов.

Список литературы: 1. Бобров В.Ф. Влияние угла наклона главной режущей кромки инструмента на процесс резания металла. — М.: Машгиз, 1962. с.149. 2. Денисенко В.И. Угол сбега стружки и его связь с условиями пластической деформации. Резание и инструмент. Харьков: Вища школа, 1978. — Вып. 19. — с.26-29. 3. Виноградов А.А. Расчёт усадки стружки и длины контакта её с резцом. Сверхтвёрдые материалы, 1990. №2. — с.58-63. 4. Семенченко И.И., Матюшин В.М., Сахаров Г.Н. Проектирование металлорежущих инструментов. — М.: Машгиз, 1963. — 951 с. 5. Филоненко С.Н. Резание металлов. — К.: Вища школа, 1969. — 260с.

Статья поступила в редакцию 30.01.2002 г.

ЗАКОНОМЕРНОСТЬ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДИАМЕТРОВ И ДЛИНЫ РЕЖУЩЕЙ ЧАСТИ СБОРНЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ЗЕНКЕРОВ

Малышко И.А., Сурженко А.Н. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The clause contains the analysis of the sizes of modular end reamers and information of the law of distribution of diameters and length of a cutting part of modular combined end reamers.

Современные машины содержат большое количество отверстий различных типоразмеров. При их обработке часто используется зенкерование. Специфичность обработки отверстий зенкером, как и любым другим осевым инструментом, связана с тем, что для каждого типоразмера отверстия нужен свой определенный инструмент. Таким образом, огромная номенклатура отверстий подразумевает существование большого разнообразия зенкеров с различным сочетанием диаметров и длины режущей части.

Анализ типоразмеров отверстий деталей, обрабатываемых зенкерами на Ясиноватском машиностроительном заводе и ПО "Точмаш", в корпусных деталях под подшипники скольжения (по ГОСТ 11521-65, ГОСТ 11607-65 [1]) и качения (ГОСТ 8338-75, ГОСТ 7242-70, ГОСТ 8882-75, ГОСТ 5720-75 [1]) и параметров сборных одномерных зенкеров, рекомендуемых стандартами, позволил установить существование определенных закономерностей в распределении диаметров и длины режущей части инструмента.

Рассмотрение стандартов одномерных зенкеров при установлении

законов распределения диаметров и длины комбинированных инструментов, объясняется тем фактом, что одномерные зенкеры после незначительных изменений конструкции корпуса могут быть использованы как составляющие элементы комбинированного инструмента. Так, сборные насадные зенкеры, насаженные на одну оправку, образуют ступени сборного комбинированного зенкера. За счет этого сокращаются затраты на проектирование нового инструмента.

На основании анализа размеров зенкеров с коническим хвостовиком, приведенных в ГОСТ 3231-71 [2], установлено, что весь интервал диаметров и длины рабочей части можно разбить на группы. В пределах каждой группы наблюдается определенная повторяющаяся закономерность в чередовании величин диаметров зенкеров и соотношении диаметров к длине d/l .

Аналогичный анализ типоразмеров насадных зенкеров, регламентированных этим же стандартом, позволил выполнить группирование по диаметрам d и соотношениям диаметров зенкера к длине рабочей части d/l .

Аналитическое исследование размеров одномерных зенкеров, приведенных в [3] и [4], позволило установить их соответствие ГОСТу 3231-71. Отличительной чертой является только то, что ГОСТ 2255-71 дополнен диаметрами свыше 80 мм, где граничным значением является диаметр, равный 100 мм. Следовательно, при установлении законов распределения диаметров и длины сборных зенкеров, в качестве базового ряда использованы типоразмеры, приведенные в ГОСТ 3231-71.

Анализ приведенных ГОСТов позволил установить существование общей закономерности в чередовании диаметров зенкеров для всех групп. Распределение диаметров подчинено ступенчатой арифметической прогрессии. Каждая группа имеет свою разность прогрессии r_d . Общий закон распределения диаметров имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} d_k &= d_{1(k)} + (k-1) \frac{r_d}{2}; \\ d_n &= d_{1(n)} + (n-1) \frac{r_d}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где d_k - член ряда арифметической прогрессии с нечетным порядковым номером;

d_n - член ряда арифметической прогрессии с четным порядковым номером;

$d_{1(k)}$ - первый член нечетного ряда;

$d_{1(n)}$ - первый член четного ряда;

k - нечетный номер члена ряда арифметической прогрессии;

n - четный номер члена ряда арифметической прогрессии.

Соотношение между диаметром зенкера и длиной рабочей части d/l аналогично закону распределения диаметров и подчинено ступенчатой арифметической прогрессии. Закон распределения соотношения между диаметром зенкера и длиной рабочей части d/l можно представить в виде:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d_k}{l_k} &= \frac{d_{l(k)}}{l_{l(k)}} + (k-1) \frac{r_{d/l}}{2}; \\ \frac{d_n}{l_n} &= \frac{d_{l(n)}}{l_{l(n)}} + (n-1) \frac{r_{d/l}}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где l_k - длина рабочей части зенкера с нечетным порядковым номером; l_n - длина рабочей части зенкера с четным порядковым номером; $l_{l(k)}$ - первый член нечетного ряда; $l_{l(n)}$ - первый член четного ряда; $r_{d/l}$ - разность арифметической прогрессии.

На базе зависимости (2) получен закон распределения длины рабочей части зенкеров. После преобразований выражение (2) имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} l_k &= \frac{d_{l(k)} + (k-1) \frac{r_d}{2}}{\frac{d_{l(k)}}{l_{l(k)}} + (k-1) \frac{r_{d/l}}{2}}; \\ l_n &= \frac{d_{l(n)} + (n-1) \frac{r_d}{2}}{\frac{d_{l(n)}}{l_{l(n)}} + (n-1) \frac{r_{d/l}}{2}}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Полученные численные значения длины рабочей части зенкера с помощью выражения (3) необходимо округлять до ближайшего целого числа.

В выражения (1), (3) входят параметры $d_{l(k)}$, $d_{l(n)}$, $l_{l(k)}$, $l_{l(n)}$, k , n , значения которых для хвостовых зенкеров представлены в табл. 1, и в табл. 2 - для насадных зенкеров. Также в этих таблицах приведены относительные погрешности Δ_d и Δ_l . Погрешность Δ_d характеризует максимальную ошибку вычисления диаметра зенкера для интервала разбиения с использованием зависимости (1) относительно значения, приведенного в ГОСТ 3231-71. Относительная погрешность Δ_l характеризует максимальную ошибку вычисления значения длины рабочей части зенкера. Интервалом разбиения является группа со ступенчато изменяющимися диаметрами и соотношениями d/l . Распределение диаметров и длины в группах подчинено общему закону, но в то же время каждой соответствует свой определенный первый член и своя разность арифметической прогрессии.

Данные, приведенные в табл. 1, 2, свидетельствуют о том, что мак-

симальная погрешность расчетов значений $d_{l(k)}$, $d_{l(n)}$, $l_{l(k)}$, $l_{l(n)}$, производимых по выражениям (1) и (3), не превышает 1%. Так, при расчете диаметра зенкера максимальная ошибка равна 0,3%, а при вычислениях длины режущей части - 0,8%. Следовательно, законы распределения диаметров и длины рабочей части зенкеров адекватно отражают распределение типовых размеров сборных зенкеров.

Таблица 1 - Значения параметров, входящих в законы распределения диаметров и длины для сборных хвостовых зенкеров

Но- мер груп- пы	Диапа- зон диа- метров, мм	$d_{l(k)}$, мм	$d_{l(n)}$, мм	$l_{l(k)}$, мм	$l_{l(n)}$, мм	k	n	r_d	$r_{d/l}$	Δ_d , %	Δ_l , %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	11,75- 13,0	11,75	11,5	94	101	1,3	2,4	1	0,001	0	0
2	13,75- 15,0	13,75	13,5	108	105	1,3	2,4	1	0,002	0	0
3	15,75- 18,0	15,75	15,5	120	117,5	1,3, 5	2,4, 6	1	0,003	0	0,8
4	18,7- 22,0	18,7	18,5	135	132,5	1,3, 5,7	2,4, 6,8	1	0,002	0	0
5	22,7- 24,0	22,7	22,5	155	152,5	1,3	2,4	1	0,002	0	0
6	23,7- 25,0	23,7	23,5	160	160	1,3	2,4	1	0,006	0	0
7	25,7- 30,0	25,7	25,0	165	162,5	1,3, 5	2,4, 6	2	0,007	0	0
8	29,7- 32,0	29,7	29,0	175	170	1,3	2,4	2	0,002	0,3	0,5
9.1	33,6- 35,0	33,6	33,5	125	125	1,3	2,4	1	0,008	0	0
9.2	33,6- 35,0	33,6	33,5	170	170	1,3	2,4	1	0,006	0	0
10.1	35,6- 37,0	35,6	35,5	130	130	1,3	2,4	1	0,008	0	0
10.2	35,6- 37,0	35,6	35,5	180	180	1,3	2,4	1	0,006	0	0,6
11.1	36,6- 38,0	36,6	36,5	130	130	1,3	2,4	1	0,007	0	0
11.2	36,6- 38,0	36,6	36,5	180	180	1,3	2,4	1	0,006	0	0,6
12.1	39,6- 42,0	39,6	39,0	140	140	1,3	2,4	2	0,014	0	0

Продолжение таблицы 1.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
12.2	39,6 - 42,0	39,6	39,0	190	190	1,3	2,4	2	0,011	0	0,5
13.1	44,6 - 47,0	44,6	44,0	150	150	1,3	2,4	2	0,014	0	0
13.2	44,6 - 47,0	44,6	44,0	200	200	1,3	2,4	2	0,01	0	0
14.1	47,6 - 50,0	47,6	47,0	150	145	1,3	2,4	2	-0,007	0	0,6
14.2	47,6 - 50	47,6	47,0	200	195	1,3	2,4	2	-0,002	0	0

Таблица 2 – Значения параметров, входящих в законы распределения диаметров и длины для сборных насадных зенкоров

Номер группы	Диапазон диаметров, мм	$d_{l(k)}$ мм	$d_{l(n)}$ мм	$l_{l(k)}$ мм	$l_{l(n)}$ мм	k	n	r_d	r_d/l	Δ_d , %	Δ_l , %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	31,6 - 33,0	31,6	31,5	45	45	1,3	2,4	1	0,022	0	0
2	33,6 - 35,0	33,6	33,5	45	45	1,3	2,4	1	0,022	0	0
3	35,6 - 40,0	35,6	35,5	50	50	1,3, 5, 7, 9	2,4, 6, 8, 10	1	0,02	0	0
4	41,6 - 44,0	41,6	41,0	50	50	1,3	2,4	2	0,04	0	0
5	43,6 - 45,0	43,6	43,5	50	50	1,3	2,4	1	0,02	0	0
6	45,6 - 48,0	45,6	45,5	56	56	1,3, 5	2,4, 6	1	0,018	0	0
7	49,6 - 52,0	49,6	49,0	56	56	1,3	2,4	2	0,036	0	0
8	51,6 - 55,0	51,6	50,5	56	56	1,3	2,4	3	0,054	0	0
9	57,6 - 62,0	57,6	57,0	60	60	1,3, 5	2,4, 6	2	0,033	0	0
10	62,6 - 65,0	62,6	62,0	60	60	1,3	2,4	2	0,034	0	0
11	67,6 - 70,0	67,6	67,0	60	60	1,3	2,4	2	0,034	0	0
12	71,6 - 75,0	71,6	70,5	65	65	1,3	2,4	3	0,046	0	0
13	77,6 - 80,0	77,6	77,0	65	65	1,3	2,4	2	0,031	0	0
14	85,0 - 100,0	85,0	85,0	76	76	1,3	2,4	10	0,132	0	0

Ступенчатая зависимость арифметической прогрессии позволяет сократить номенклатуру корпусов сборных комбинированных зенкоров. Так, в пределах ступени, например, первый - второй или третий - четвертый члены ряда отличаются друг от друга максимально на 0,4 мм. Следовательно, для первого и второго члена, третьего и четвертого, и т. д., параметры корпуса будут одинаковыми. Отличаются только размеры сменной режущей пластины. В то же время размеры пластин могут быть одинаковы для всех четных членов группы и нечетных, соответственно.

Следовательно, приведенная систематизация размеров сборных зенкоров позволяет сократить номенклатуру корпусов и сменных режущих пластин практически в два раза, а следовательно и снизить затраты на производство нового инструмента.

Список литературы: 1. Анурьев В.И. Справочник конструктора - машиностроителя. В 3-х т. Т. 2. - М.: Машиностроение, 1978. - 559 с. 2. ГОСТ 3231-71. Зенкеры, оснащенные пластинками из твердого сплава. 3. ГОСТ 2255-71. Зенкеры насадные со вставными ножами из быстрорежущей стали. 4. ГОСТ 12510-71. Зенкеры со вставными ножами, оснащенными твердосплавными пластинами.

Статья поступила в редакцию 30.01.2002 г.

УЧЕТ РИСКА И НЕОПРЕДЕЛЕННОСТИ В ИНВЕСТИЦИОННЫХ ПРОЕКТАХ

Мамотенко Д.Ю. (ЗГИА, г. Запорожье, Украина)

For effective management of the investment projects it is necessary to take into account the factors of risk and uncertainty. We offer to use methods of the probabilities based network models of determined and stochastic character. The validity of reliability of a capital investment is proved and the border of allowable risk is established on the basis of realization of statistical modeling.

За девять месяцев 2001 года прирост инвестиций в украинскую экономику составляет 25%, что почти в два раза выше показателя за аналогичный период минувшего года, когда данный показатель составлял 14%. "По темпам увеличения прироста инвестиций в основной капитал Украина занимает ведущие позиции среди стран СНГ", - говорится в заявлении пресс-службы президента Украины. Основные инвестиционные потоки были направлены в строительный комплекс. В целом объемы строительно-монтажных работ возросли больше, чем на 7% против прошлогоднего спада на 1,6%. Оживилось строительство в социальной сфере. Прирост объемов строительства жилья составляет 11%. На негосударственный сектор отрасли приходится почти 4/5 общего объема строительства. Эффективное

проведение инвестирования непосредственно связано с развитием и внедрением технологии управления проектами с учетом влияния сложных факторов и неполноты исходной информации [2]. Необходимость разработки технологии управления рисками обусловлена высоким процентом проектов, вышедших за рамки своих первоначальных сроков выполнения и бюджетов, т.е. значительно превышающие свои запланированные затраты.

Практические задачи управления проектами носят многовариантный характер, возможные варианты управленческих решений зависят от большого количества факторов, которые вызывают появление риска, поэтому используемая в практике модель управления реализацией инвестиционных проектов должна учитывать факторы риска [5,6,11]. Для оценки критериев надежности решений организационно-технологического проектирования необходимо использовать вероятностные методы. Проведенные исследования [1,3,4,5,6] позволяют сделать вывод, что их создание и приложение должно базироваться на сетевых моделях, тип описания которых носит детерминированно-стохастический характер. При этом отдельные характеристики дуг-работ представляются как случайные величины, подчиненные определенному закону распределения. Параметры распределения устанавливаются на основе статистических или нормативных данных с использованием известных методов их статистической обработки. В случае отсутствия таких данных можно использовать экспертные оценки параметров, определенные априорно на основе производственного опыта.

Оптимизация сетевой модели проводится с целью сокращения длины критического пути, рационального использования ресурсов. В первую очередь принимаются меры по сокращению продолжительности работ, находящихся на критическом пути. Это достигается:

- перераспределением всех видов ресурсов, как временных, так и трудовых, материальных, энергетических (например, перевод части исполнителей, оборудования с некритических путей на работы критического пути);
- сокращением трудоемкости критических работ за счет передачи части работ на другие пути, имеющие резервы времени;
- параллельным выполнением работ критического пути;
- пересмотром топологии сети, изменением состава работ и структуры сети.

В процессе сокращения продолжительности работ, критический путь может измениться, и в дальнейшем процесс оптимизации будет направлен на сокращение продолжительности работ нового критического пути, и так будет продолжаться до получения удовлетворительного результата. В идеале длина любого из полных путей может стать равной длине критического пути или, по крайней мере, пути критической зоны. Тогда все работы будут вестись с равным напряжением, а срок завершения проекта существенно сократится [1].

Весьма эффективным является использование метода статистического моделирования [4,6,7,8,10], основанного на многократных последовательных изменениях продолжительности работ (в заданных пределах) и "проигрывании" на компьютере различных вариантов сетевой модели с расчетами всех его временных параметров и коэффициентов напряженности работ.

Рассмотрим идею применения метода статистических испытаний на примере определения надежности временных показателей вариантов АСМ. С использованием имитационного моделирования [4,9] имитируется продолжительность выполнения работы подсети, соответствующей одному варианту ОТР. При этом моделируемая случайная величина распределяется по принятому (идентифицированному) закону с учетом ее индивидуальных вероятностных параметров. Метод статистических испытаний допускает моделирование любых распределений продолжительности выполнения работ и в этом смысле универсален. Процедура имитации проводится для всех работ сети. После этого производится расчет сети как детерминированной модели с продолжительностью выполнения работ, полученную в результате «розыгрыша». Таким образом, находится длина критического пути $T_{кр}$. Снова имитируются все значения $t(i,j)$ и определяется значение $T_{кр}$. Таким образом, получаем набор значений $T_1...T_k$, где k - число расчетов длин критического пути (размер выборки). Значения $T_1...T_k$ представляют собой эмпирическое распределение, по которому можно найти надежность (вероятность) P того, что при организационно-технологическом варианте i выполнения работ по возведению строительного объекта, они будут завершены в срок не больше установленного или можно определить, в какой срок при данном варианте выполнения работ мы уложимся с установленной степенью надежности P . Для этого строится гистограмма распределения последовательности значений длин критического пути.

До сих пор мы говорили лишь о соблюдении директивных сроков выполнения комплекса работ и не затрагивали непосредственно вопросов стоимости разработки проектов. Однако на практике при попытках эффективного улучшения составленного плана неизбежно введение дополнительно к оценкам сроков фактора стоимости работ.

Оптимизация сетевой модели в зависимости от полноты решаемых задач может быть условно разделена на частную и комплексную. Видами *частной оптимизации* сетевой модели являются: минимизация времени выполнения комплекса работ при заданной его стоимости; минимизация стоимости комплекса работ при заданном времени выполнения проекта.

Комплексная оптимизация представляет собой нахождение оптимального соотношения величин стоимости и сроков выполнения проекта в зависимости от конкретных целей, ставящихся при его реализации. При использовании метода "время – стоимость" предполагают, что уменьшение продолжительности работы пропорционально возрастанию ее стоимости.

Каждая работа (i, j) характеризуется продолжительностью $t(i, j)$, которая может находиться в пределах

$$a(i, j) \leq t(i, j) \leq b(i, j), \quad (1)$$

где $a(i, j)$ — минимально возможная (экстренная) продолжительность работы (i, j) , которую только можно осуществить в условиях разработки;

$b(i, j)$ — нормальная продолжительность выполнения работы (i, j) . При этом стоимость $c(i, j)$ работы (i, j) заключена в границах от $c_{\min}(i, j)$ (при нормальной продолжительности работы) до $c_{\max}(i, j)$ (при экстренной продолжительности работы). Теперь можно найти изменение стоимости работы $\Delta c(i, j)$ при сокращении ее продолжительности на величину

$$\Delta c(i, j) = [b(i, j) - t(i, j)]h(i, j). \quad (2)$$

Величина $h(i, j)$ показывает *затраты на ускорение работы (i, j) по сравнению с нормальной продолжительностью на единицу времени:*

$$h(i, j) = \operatorname{tg} \alpha \frac{c_{\max}(i, j) - c_{\min}(i, j)}{b(i, j) - a(i, j)}. \quad (3)$$

Самый очевидный вариант частной оптимизации сетевой модели с учетом стоимости предполагает использование резервов времени работ. Продолжительность каждой работы, имеющей резерв времени, увеличивают до тех пор, пока не будет исчерпан этот резерв или пока не будет достигнуто верхнее значение продолжительности $b(i, j)$.

При этом стоимость выполнения проекта, равная до оптимизации

$$C = \sum_{i, j} c(i, j), \quad (4)$$

уменьшится на величину

$$C = \sum_{i, j} \Delta c(i, j) = \sum_{i, j} [b(i, j) - t(i, j)]h(i, j). \quad (5)$$

Для проведения частной оптимизации сетевой модели кроме продолжительности работ $t(i, j)$, необходимо знать их граничные значения $a(i, j)$ и $b(i, j)$, а также показатели затрат на ускорение работ $h(i, j)$, вычисляемые по формуле (2) [1].

Для определения наиболее вероятного соотношения времени и стоимости строительства объекта и границы допустимого риска принятых решений на основе статистического моделирования сетевой модели методом Монте-Карло был разработан вариант исходной сетевой модели G (рис.1) по реализации сложного проекта с ограниченными временными и стоимостными характеристиками. С использованием программы получаем информацию, описывающую статистическую функцию распределения продолжительностей и стоимостей строительства.

Предполагается, что время и стоимость реализации каждой операции являются случайными величинами с областью изменения $[t_{\min} - t_{\max}]$, $[c_{\min} - c_{\max}]$ соответственно. Допустимое решение для рассматриваемого примера находится в пределах установленных границ $T^{\min} < T_n < T^{\max}$ ($54 < 69 < 99$),

$C^{\min} < C_n < C^{\max}$ ($250 < 350 < 450$). Значения $T^{\min}$, $T^{\max}$ определяют возможные крайние сроки реализации модели, для каждой операции определяется случайная величина ε , распределенная в интервале $[0, 1]$ равномерно, а именно такого рода случайные последовательности генерируются программным способом, и сведение к случайной величине t_{ij} , распределенной в интервале $[t_{\min} - t_{\max}]$. Значения $C^{\min}$, $C^{\max}$ определяют крайние стоимости реализации проекта, случайной величиной для операций в данном случае выступает t_{ij} . Входной информацией для розыгрыша модели являются значения кодов каждой операции, т.е. $(i, j) \in A$, $t_{\min}$, $t_{\max}$, $C_{\min}$, $C_{\max}$, $P(t_{ij})$, N — число розыгрышей укрупненной сетевой модели ($N = 500$ в приведенном примере), представленные в таблице 1.

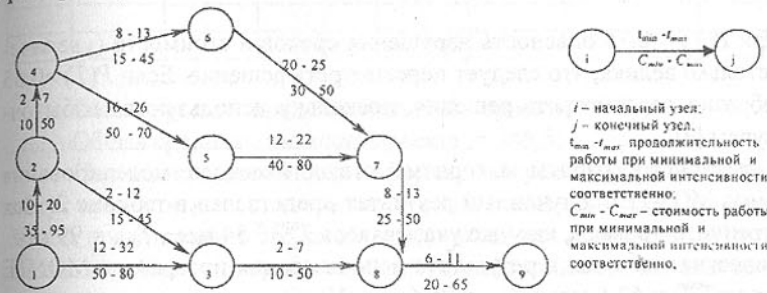


Рис. 1. Исходная сетевая модель G

Составленная программа MONTE предусматривает два варианта решений: без учета стохастических работ и с их учетом.

При очередном розыгрыше модели для каждой операции $(i, j) \in A$, у которой $t_{ij} > t_{\min}$, генерируется случайное число ε по закону β -распределения. После определения всех значений продолжительностей операций — t_{ij} , сетевая модель рассчитывается по стандартной подпрограмме и устанавливается случайное время ее реализации по одному из возможных вариантов числа розыгрышей — T_i . Определяется участок ΔT_i , в который попадает T_i . На печать выдается восемь массивов, которые используются для построения графика статистической функции распределения времени и стоимости выполнения проекта, а также для построения графика плотности $f(T)$ и $f(C)$.

Для большинства практических задач рационально строить график $F(T) = P(T < T_3)$, $F(C) = P(C < C_3)$ и по нему графически определять реализацию модели в заданное время и стоимость (рис.2). Пользуясь им, не прибегая к аналитическому расчету, можно установить уровень ОТН.

Граница допустимого риска (ГДР), как показали многие исследования, находится в следующем диапазоне:

$$0,35 < P(T) < 0,65. \quad (6)$$

Таблица 1 – Исходные данные для работы программы MONTE Число розыгрышей 500, число работ 11.

№ п/п	Нач. узел	Кон. Узел	min продолжительность	max продолжительность	min стоимость работы	max стоимость	вероятность появления работы
1	1	2	10	20	35	95	1
2	1	3	12	32	50	80	1
3	2	3	2	12	15	45	1
4	2	4	2	7	10	50	1
5	3	8	2	7	10	25	1
6	4	5	16	26	50	70	1
7	4	6	8	13	15	45	1
8	5	7	12	22	40	80	1
9	6	7	20	25	30	50	1
10	7	8	8	13	25	50	1
11	8	9	6	11	20	65	1

При $P(T) < 0,35$ опасность нарушения сроков и стоимости (увеличения) настолько велика, что следует пересмотреть решение. Если $P(T) > 0,65$ целесообразно пересмотреть решения, поскольку используются избыточные ресурсы [4].

В результате работы алгоритма статистического моделирования (программа MONTE) полученный результат представлен в таблице 2. Для рассмотренного примера, как уже указывалось $T^{\min} = 54$ мес., $T^{\max} = 99$ мес., статистические значения в результате использования программы MONTE составляют $T^{\min} = 62,5$ мес., $T^{\max} = 85,6$ мес. На основе результатов расчета на ЭВМ строим график статистической функции распределения вероятностей реализации решений, описанных в приведенной модели (рис.2). Установленный срок строительства $T_3 = 69$ мес. не входит в границу допустимого риска (ГДР), следовательно, решение следует пересмотреть, т.к. вероятность того, что объект будет сдан в заданное время очень низкая ($< 0,35$), поэтому срок должен быть установлен как минимум 72 месяца, тем более что установленная стоимость $C = 350$ больше общей средней стоимости, следовательно целесообразно пересмотреть решения, поскольку нерационально используются денежные ресурсы.

Таблица 2 – Результат статистического моделирования на ЭВМ по программе MONTE

Данные о продолжительности проекта				Данные о стоимости проекта			
Продолжительность	Кол-во попаданий в интервал	Статистическая функция распределения	Плотность распределения вероятностей сл. величины	Стоимость	Кол-во попаданий в интервал	Статистическая функция распределения	Плотность распределения вероятностей сл. величины
54	0	0	0	300	4	0,0080	0,0007
...	...	...	...	312	6	0,0080	0,0007
63	1	0,002	0,0013	324	8	0,0140	0,0012
64,5	4	0,008	0,0053	336	15	0,0240	0,0020
66	19	0,038	0,025	348	37	0,0660	0,0055
67,5	36	0,072	0,048	360	44	0,0840	0,0070

Продолжение таблицы 2.

69	53	0,11	0,071	372	60	0,1060	0,0088
70,5	50	0,01	0,067	384	61	0,1120	0,0093
72	81	0,16	0,11	396	68	0,1100	0,0092
73,5	92	0,18	0,12	408	59	0,1120	0,0093
75	63	0,13	0,084	420	47	0,0180	0,0015
76,5	46	0,092	0,061	432	39	0,0100	0,0008
78	24	0,048	0,032	444	0	0	0
79,5	18	0,036	0,024	456	0	0	0
81	9	0,018	0,012	468	0	0	0
82,5	2	0,004	0,0027	480	0	0	0
84	1	0,002	0,0013	492	0	0	0
85,5	0	0	0	504	0	0	0
...	...	...	...	...	...	...	...
99	0	0	0	655	0	0	0

Общая средняя продолжительность проекта = 72,6;

Общая средняя стоимость проекта = 345,5;

Неполнота и неточность информации в условиях реализации проекта могут привести к возникновению отрицательных ситуаций и последствий. Чтобы предотвратить это, необходимо включить в жизненный цикл проекта анализ риска и неопределенности. Разработаны специальные методики и

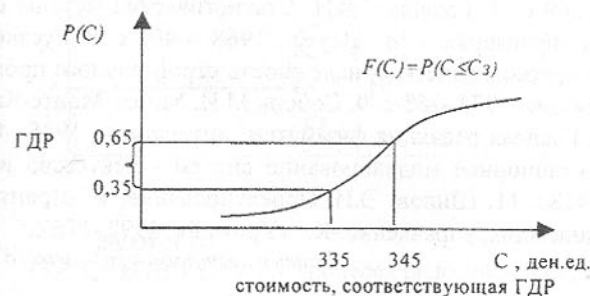


Рис.2. Графики статистических функций распределения вероятности

процедуры, которые разрешают отобрать и проранжировать факторы риска, смоделировать процесс реализации проекта, оценить следствия возникновения неблагоприятных ситуаций, выбрать методы снижения их влияния, проследить за фактическими параметрами проекта в походе его осуществления и, в конце концов, скорректировать их соответственно нужному направлению.

Выводы: для оценки надежности организационно-технологических решений возведения строительных объектов предлагается использовать вероятностные методы, базирующиеся на сетевых моделях детерминированно-стохастического характера. При этом отдельные характеристики дуг-работ модели представляются как случайные величины, подчиненные определенному закону распределения. Доказана обоснованность ОТН полученного варианта освоения капитальных вложений и установлена граница допустимого риска на основе реализации статистического моделирования и использования разработанной программы MONTE. Предложенная статистическая функция удобна и проста в использовании. Автоматизация вычислительных процессов позволяет в диалоговом режиме принимать решения, давать им оценку и оперативно их пересматривать.

Список литературы: 1. Исследование операций в экономике: Учебн. пособие для вузов/ Н.Ш. Кремер, Б.А. Путко, И.М. Тришин, М.Н. Фридман; Под ред. проф. Н.Ш. Кремера.-М.: Банки и биржи, ЮНИТИ, 1997.-407с. 2. Менеджмент в строительстве: Учеб. пособие/ Под ред. И.С. Степанова. - М.: Юрайт, 1999. - 540 с. 3. Филлипс Л.А., Гарсия - Диас А. Методы анализа сетей: Пер. с англ. - М.: Мир, 1984.-490с. 4. Павлов И. Д. Модели управления проектами: Учеб. пособие. - Запорожье.: ЗГИА, 1999. - 316 с. 5. Сетевое планирование и управление в строительстве: Учеб. пособие для строит. вузов и факультет. 2-е изд., перераб. и доп. /И.Г. Бороздин. - М.: Стройиздат, 1972. - 288 с. 6. Казанский Ю.Н. Опыт организации и управления строительными фирмами в США. - М.: Стройиздат, 1985. - 269 с. 7. Голенко Д.И. Статистические методы сетевого планирования и управления. - М.: Наука, 1968. - 400 с. 8. Гусаков А.А. Организационно-технологическая надежность строительного производства. - М.: Стройиздат. 1974.-252 с. 9. Соболев М.И. Метод Монте-Карло. - 4 изд. - М.:Наука. Главная редакция физ.-матем. литературы, 1985. -80 с. 10. Шеннон Р. Имитационное моделирование систем - искусство и наука.-М.:Мир. 1978.-418с. 11. Шилов Э.И. Проектирование в строительстве: экономика, организация, управление.-К.: «Урожай», 1992.-176 с.

Статья поступила в редакцию 18.01.2002 г.

ЭНЕРГОСИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА ВЫДАВЛИВАНИЯ РЕЗЬБЫ НА ГАЙКАХ

Матвиенко А.В., Кралин А.К., Аль Буруни А.
(ДонНТУ, ДонГАСА, г. Донецк, г. Макеевка, Украина)

The task of the analysis of a force condition of a flouting of a thread on nuts is considered. For the analysis the method of balance of powers of a strain is used. On a foundation kinematics and straining of fields the strains, component powers are defined. The expression for definition of relative specific gain of deformation of a thread on a nut is obtained.

Рассматривается задача анализа энергосиловых параметров процесса выдавливания резьбы на гайках, который заключается в следующем. Заготовка устанавливается на резьбовую оправку и вместе с ней помещается в матрицу. Деформирование заготовки осуществляется с торцевой стороны пуансоном, который перемещается вдоль оси заготовки со скоростью U_n (рис. 1) и при этом происходит истечение металла в резьбовой профиль.

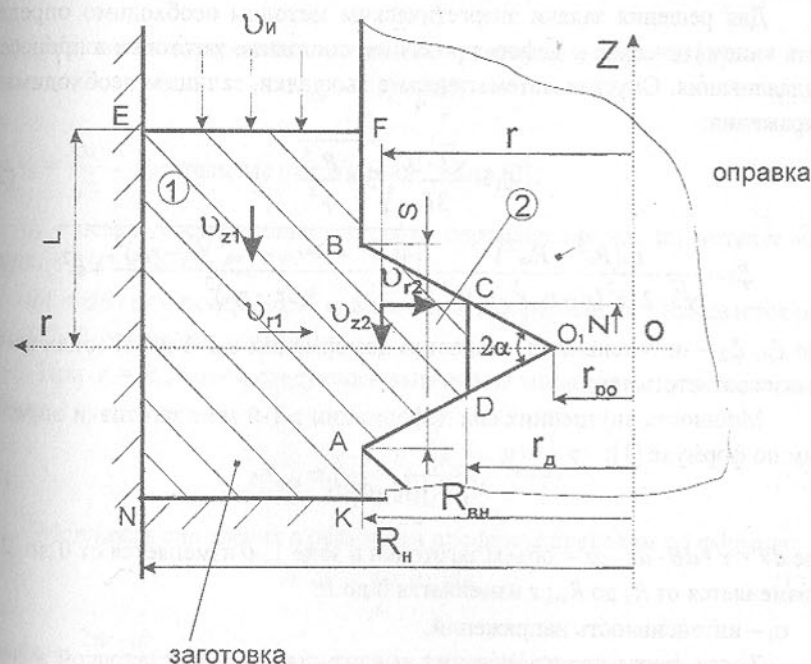


Рис. 1. Схема к анализу процесса выдавливания резьбы

На рис.1 приняты следующие обозначения: L – длина заготовки, S – шаг резьбы оправки, 2α – угол профиля резьбы оправки, R_n – наружный радиус

заготовки, $R_{вн}$ – внутренний радиус заготовки, r_0 – внутренний радиус детали, $r_{р0}$ – внутренний радиус резбовой оправки, r – текущая координата вдоль оси Or , z – текущая координата вдоль оси Oz , v_{z1} , v_{r1} – осевая и радиальная скорости течения металла в зоне 1 заготовки соответственно, v_{z2} , v_{r2} – осевая и радиальная скорости течения металла в зоне 2 заготовки соответственно.

Для анализа энергосиловых параметров процесса используем энергетический метод. Запишем условие равенства мощностей внутренних и внешних сил деформации [1]:

$$N_{внеш} = N_z + N_{вн} + N_{сдв} + N_{тр}^* + N_{тр}, \quad (1)$$

где $N_{внеш}$ – мощность внешних сил деформации;

N_z – мощность внутренних сил деформации в 1-й зоне заготовки;

$N_{вн}$ – мощность внутренних сил деформации в профиле резбы;

$N_{сдв}$ – мощность внутренних сил сдвига;

$N_{тр}^*$ – мощность сил трения в профиле резбы;

$N_{тр}$ – мощность сил трения в 1-й зоне заготовки.

Для решения задачи энергетическим методом необходимо определить кинематическое и деформированное состояние заготовки в процессе выдавливания. Опуская математические выкладки, запишем необходимые выражения:

$$\xi_{11} = \frac{\sqrt{3} \cdot v_u}{3L} \sqrt{3 + \frac{R_n^4}{r^4}}, \quad (2)$$

$$\xi_{12} = \frac{v_u(R_n^2 - R_{вн}^2)}{\sqrt{3} \cdot 2 \cdot r^2 (r - r_{р0})^3 \cdot \lg \alpha/2} \sqrt{\frac{4(3r^2 - 3rr_{р0} + r_{р0}^2)(r - r_{р0})^2}{3(3r - r_{р0})^2} + z^2}, \quad (3)$$

где ξ_{11} , ξ_{12} – интенсивность скоростей деформации в 1-й и 2-й зонах заготовки соответственно.

Мощность внутренних сил деформации в 1-й зоне заготовки определим по формуле [1]:

$$N_z = \iiint_V \xi_{11} \sigma_i dV, \quad (4)$$

где $dV = r \cdot d\theta \cdot dr \cdot dz$ – объем заготовки в зоне 1; θ изменяется от 0 до 2π ; r изменяется от R_n до $R_{вн}$; z изменяется от 0 до L ;

σ_i – интенсивность напряжений.

Тогда, после интегрирования выражения (4) с подстановкой в него (2), имеем:

$$N_z = \frac{2\pi\sqrt{3} \cdot \sigma_i v_u \cdot \ln L}{3} \int_{R_n}^{R_{вн}} \sqrt{3 + \frac{R_n^4}{r^4}} \cdot dr. \quad (5)$$

Мощность внутренних сил деформации в резбовом профиле опре-

делим по формуле [1]:

$$N_{вн} = \iiint_V \xi_{12} \sigma_i dV, \quad (6)$$

где $dV = r \cdot dr \cdot d\theta \cdot dz$ – объем металла в резбовом профиле;

$dV = 2\pi r \cdot dr \cdot dz$; r изменяется от $R_{вн}$ до r_0 ;

$$r_0 = R_{вн} - \frac{SK_z}{2\lg \varphi/2}, \quad (7)$$

где K_z – коэффициент заполнения профиля резбы;

$$K_z = \frac{R_{вн} - r_0}{R_{вн} - r_{р0}}, \quad (8)$$

z изменяется от 0 до z_r , где z_r – текущая координата поверхности оправки O_1K ;

$$z = (r - r_{р0}) \lg(\alpha/2). \quad (9)$$

$$\text{Тогда,} \quad N_{вн} = 2\pi \sigma_i \cdot \frac{R_{вн}}{r_0} \cdot \int_0^{z_r} \left(\int_0^{\xi_{12}} dz \right) r dr. \quad (10)$$

Мощность внутренних сил сдвига определим по формуле [1]:

$$N_{сдв} = \iint_A \tau_s |v_z| dA, \quad (11)$$

где $\tau_s = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}}$ – касательные напряжения сдвига [2];

v_z – осевая составляющая скорости перемещения частиц металла на границе AB^* при $r = R_{вн}$;

$dA = d\theta \cdot dr$ – поверхность сдвига в очаге деформации; z изменяется от 0 до $S/2$; θ изменяется от 0 до 2π .

При $r = R_{вн}$ имеем следующее выражение мощности внутренних сил сдвига:

$$N_{сдв} = \frac{\pi \cdot \sigma_i \cdot v_u \cdot (R_n^2 - R_{вн}^2) \cdot S}{2\sqrt{3} \cdot R_{вн}}. \quad (12)$$

Мощность сил трения в резбовом профиле определим по формуле:

$$N_{тр}^* = \iint_A \tau_k |v_k| dA, \quad (13)$$

где $dA = \frac{2\pi r \cdot dr}{\cos \varphi/2}$ – поверхность трения на одной стороне профиля резбой оправки;

τ_k – касательные напряжения на контактной поверхности;

v_k – скорость течения металла на контактной поверхности.

Предварительные опыты по холодному выдавливанию резьбы, выполненные рядом исследователей, показали, что смазка неравномерно распределяется по поверхности резьбовой оправки. Это приводит к неопределенности граничных условий трения. Поэтому рекомендуется при теоретическом анализе оценить влияние трения на силовой режим, приняв $\tau_k = \mu \sigma_s$, где μ – коэффициент трения (μ изменяется от 0.1 до 0.5).

Скорость течения металла на контактной поверхности можно определить, как сумму проекций скоростей v_{r2} и v_{z2} на поверхность O_1B с учетом $z = (r - r_{po}) \operatorname{tg}(\alpha/2)$ или из выражения $v_k = \frac{v_{r2}}{\cos \alpha/2}$.

$$\text{В итоге получаем: } N_{mp}^* = \frac{\pi \mu \sigma_s \cdot v_u (R_n^2 - R_{en}^2) \cdot \ln \frac{R_{en} - r_{po}}{r_o - r_{po}}}{\sin \alpha/2}. \quad (14)$$

Мощность сил трения в кольцевой области заготовки определим из выражения:

$$N_{mp} = \iint_A \tau_k |v_k| dA, \quad (15)$$

где $v_k = v_{z1}$ – скорость течения частиц металла по контактной поверхности с матрицей,

$dA = 2\pi R_n dz$ – площадь контакта ($0 \leq z \leq L$).

В итоге получаем:

$$N_{mp} = \pi \cdot R_n \cdot \mu \cdot \sigma_s \cdot v_u \cdot L. \quad (16)$$

Мощность внешней деформирующей силы определим из выражения:

$$N_{внеш} = \rho \cdot v_u \cdot \pi \cdot (R_n^2 - R_{en}^2), \quad (17)$$

где ρ – удельное усилие деформации заготовки.

Подставляя значения составляющих мощностей в выражение (1), приняв $\sigma_i = \sigma_s$, и выполнив соответствующие преобразования, определим относительное удельное усилие деформирования заготовки при выдавливании резьбы:

$$\rho^* = \frac{\rho}{\sigma_s} = \frac{2\sqrt{3} \cdot \ln L}{3(R_n^2 - R_{en}^2)} \int_{R_{en}}^{R_n} \sqrt{3 + \frac{R_n^4}{r^4}} \cdot dr + \frac{1}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha/2 \cdot \sqrt{3}} \times \\ \times \int_{r_o}^{R_{en}} \left[\frac{1}{r^2 (r - r_{po})^3} \left(\int_0^z \frac{1}{zr} \sqrt{\frac{4(3r^2 - 3rr_{po} + r_{po}^2)(r - r_{po})^2}{3(3r - r_{po})^2} + z^2} \cdot dz \right) \right] r dr + \\ + \frac{S}{2\sqrt{3} \cdot R_{en}} + \frac{\mu \cdot \ln \frac{R_{en} - r_{po}}{r_o - r_{po}}}{\sin(\alpha/2)} + \frac{R_n \cdot \mu \cdot L}{(R_n^2 - R_{en}^2)}. \quad (18)$$

На основании анализа полученных выражений по энергосиловым параметрам процесса выдавливания резьбы на гайках можно сделать следующие выводы:

1. Наибольшее влияние на энергосиловые параметры процесса оказывают геометрические параметры резьбы и заготовки, коэффициент заполнения профиля резьбы и условия трения в матричной и резьбовой области.

2. В общем балансе мощностей приблизительные соотношения между составляющими следующие: $N_z = 37\%$, $N_{en} = 30\%$, $N_{сдв} = 0.1\%$, $N_{mp}^* = 27\%$, $N_{mp} = 5.9\%$.

3. На относительное удельное усилие наибольшее влияние оказывают коэффициент заполнения профиля резьбы ($\approx 30\%$) и условия контактного трения ($\approx 30\%$).

Список литературы: 1. Евстратов В.А. Теория обработки металлов давлением. – Харьков: Вища школа, Изд-во при Харьк. ун-те, 1981. – 248 с. 2. Сторожев М.В., Попов Е.А. Теория обработки металлов давлением – М.: Машиностроение, 1971. – 424 с.

Статья поступила в редакцию 28.01.2002 г.

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС ПРИ НАЛИЧИИ МОНТАЖНЫХ ПОГРЕШНОСТЕЙ

Михайлов А.Н. (ДонНТУ, г.Донецк, Украина),

Горецкий Г.В. (филиал ДонНТУ, г.Красноармейск, Украина)

In the given paper the geometrical and kinematic analysis are esteemed for a straight cogwheel contact if there is mounting inaccuracies.

Целью настоящей работы является исследование геометрических и кинематических характеристик зацепления прямозубых колес при наличии монтажных погрешностей: непараллельности рабочих осей колес f_{xr} , характеризуемое углом δ и перекоса осей f_{yr} , характеризуемое углом γ , для предложения технологии модификации профиля зубцов колес в условиях мелкосерийного и единичного производства.

Для определения уравнений сопряженной поверхности зубцов звена 2, а также уравнений поверхности зацепления воспользуемся кинематическим методом, изложенным в [1]. Определим скорость относительного движения звеньев.

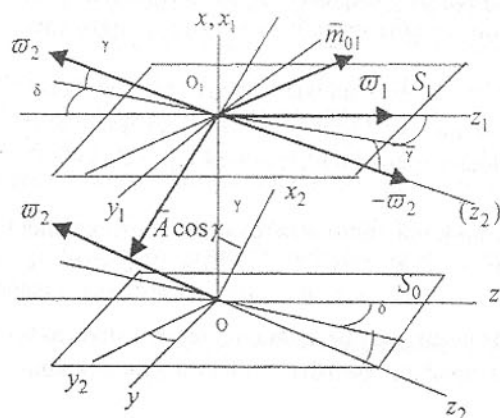


Рис.1. Схема определения скорости относительного движения звеньев

перенесем в точку O_1 вектор ω_2 статическим нулем. Получим вектор ω_2 и вектор-момент

$$\bar{m}_0 = \omega_2 \times \bar{A} \cos \gamma, \quad (2)$$

Тогда скорость точки для звена 2 определим по формуле:

$$\bar{V}^{(2)} = \omega_2 \times \bar{r} + \omega_2 \times \bar{A} \cos \gamma, \quad (3)$$

то есть скорость $\bar{V}^{(2)}$ геометрически складывается из двух скоростей: скорости вращательного движения вокруг оси $O_1(Z_2)$ с угловой скоростью ω_2 и скорости поступательного движения, определяемой $\bar{m}_0$.

Скорость точки, жестко связанной со звеном 2, в системе координат S_0 определим по формуле:

$$\bar{V}^{(12)} = \bar{V}^{(1)} - \bar{V}^{(2)} = (\omega_1 - \omega_2) \times \bar{r} - \bar{A} \cos \gamma,$$

или:

$$\bar{V}^{(12)} = \omega_{12} \times \bar{r} - \omega_2 \bar{A} \cos \gamma. \quad (4)$$

Запишем проекции векторов, входящих в уравнение (4) в системе координат S_0 :

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \omega_1 \bar{k}, \\ \omega_2 &= \omega_2 \sin \gamma \bar{i} - \omega_2 \cos \gamma \sin \delta \bar{j} - \omega_2 \cos \gamma \cos \delta \bar{k}, \\ \omega_{12} &= -\omega_2 \sin \gamma \bar{i} + \omega_2 \cos \gamma \sin \delta \bar{j} + (\omega_1 + \omega_2 \cos \gamma \cos \delta) \bar{k}, \\ \bar{A} \cos \gamma &= -A \bar{i} - A \sin \gamma \cos \gamma \sin \delta \bar{j} - A \sin \gamma \cos \gamma \cos \delta \bar{k}, \\ \bar{r} &= x \bar{i} + y \bar{j} + z \bar{k}. \end{aligned}$$

Для определения уравнения контактной линии запишем скорость от-

носительного движения (4) в системе координат S_0 :

Примем, что $\omega_1 = 1 \text{ с}^{-1}$, а $\omega_2 = \omega_1 \cdot i_{21} = i_{21} \text{ с}^{-1}$. Тогда из уравнения (4) можно получить:

$$\begin{aligned} V_x^{(12)} &= z i_{21} \cos \gamma \sin \delta - y(1 + i_{21} \cos \gamma \cos \delta), \\ V_y^{(12)} &= x(1 + i_{21} \cos \gamma \cos \delta) + z i_{21} \sin \gamma + A i_{21} \cos \gamma \cos \delta, \\ V_z^{(12)} &= -y i_{21} \sin \gamma - x i_{21} \cos \gamma \sin \delta + A i_{21} \cos \gamma \sin \delta. \end{aligned} \quad (5)$$

Теперь определим скорость относительного движения (5) в системе координат S_1 :

$$V_1^{(12)} = M_{10} \cdot V^{(12)}, \quad (6)$$

где M_{10} - матрица перехода от системы координат S_0 к системе S_1 .

Поверхность эвольвентного цилиндра зубцов звена 1 можно описать уравнениями:

$$\begin{aligned} x_1 &= r_0 (\cos \varphi + \varphi \sin \varphi); \\ y_1 &= r_0 (\sin \varphi - \varphi \cos \varphi); \\ z_1 &= u, \end{aligned} \quad (7)$$

где φ - угол развернутости эвольвенты, r_0 - радиус основной окружности, u - текущая координата по длине зубца.

Связь между координатами точки на поверхности зубцов звена 1 и той же точки в системе координат S_0 определим по формуле:

$$r = M_{01} \cdot r_1, \quad (8)$$

где M_{01} - обратная матрица перехода от системы координат S_1 к системе S_0 .

Согласно теореме пространственных зацеплений в некоторой обыкновенной для обоих поверхностей точке касания боковых поверхностей зубцов вектор скорости относительного движения должен лежать в плоскости, касательной к сопрягающимся поверхностям, то есть:

$$\bar{n} \cdot V_1^{(12)} = 0, \quad (9)$$

здесь $\bar{n}$ - вектор нормали к поверхности в данной точке в системе координат S_1 .

Проекция нормали на оси координат определим из соображения, что

$$\bar{n}_1 = \frac{\partial \bar{r}_1}{\partial \varphi} \times \frac{\partial \bar{r}_1}{\partial u},$$

где $\bar{r}_1 = \bar{r}(\varphi, u)$ определяется выражениями (7). Тогда

$$\begin{aligned} n_{x_1} &= r_0 \varphi \cos \varphi, \\ n_{y_1} &= -r_0 \varphi \sin \varphi, \\ n_{z_1} &= 0. \end{aligned} \quad (10)$$

Подставляя выражения n_i из (10) и $V_1^{(12)}$ из (6) в формулу (9) после преобразований получим:

$$u = \frac{r_0(1 + i_{21} \cos \gamma \cos \delta) + A i_{21} \cos \gamma \cos \delta (\sin \varphi_1 \sin \varphi + \cos \varphi_1 \cos \varphi)}{i_{21} [\cos \gamma \sin \delta (\cos \varphi_1 \sin \varphi - \sin \varphi_1 \cos \varphi) + \sin \gamma (\sin \varphi_1 \sin \varphi + \cos \varphi_1 \cos \varphi)]} \quad (11)$$

Уравнение боковой поверхности зубцов звена 2 выражают геометрическое место контактных линий в системе координат S_2 . Для получения указанных уравнений воспользуемся формулами (7), (11) и матрицей перехода M_{21} .

Из уравнения $\bar{r}_2 = M_{21} \bar{r}_1$ определим значения $x_2 = x_2(\varphi, u)$; $y_2 = y_2(\varphi, u)$; $z_2 = z_2(\varphi, u)$, которые совместно с уравнением (11) определяют боковую поверхность зубцов звена 2 в системе координат S_2 .

В неподвижной системе координат S_0 , используя зависимость перехода от системы S_2 к системе S_0 , поверхность зубцов звена 2 имеет вид:

$$\begin{aligned} x &= (x_1 \cos \varphi_1 - y_1 \sin \varphi_1), \\ y &= (x_1 \sin \varphi_1 + y_1 \cos \varphi_1) \cos^2 \delta, \\ z &= z_1, \end{aligned} \quad (12)$$

В полученных уравнениях учтены значения (7) и (11). Полагая поочередно $x=0$ и $y=0$, из уравнений (12) можно получить линии пересечения рабочей поверхности звена 2 с фронтальной и горизонтальной плоскостями:

$$\begin{aligned} y &= \frac{z i_{21} \cos^2 \delta (\cos \gamma \sin \delta - \varphi \sin \gamma)}{1 + i_{21} \cos \gamma \cos \delta} + \frac{A \varphi i_{21} \cos \gamma \cos^3 \delta}{1 + i_{21} \cos \gamma \cos \delta}, \\ x &= -\frac{z i_{21} (\varphi \cos \gamma \sin \delta + \sin \gamma)}{1 + i_{21} \cos \gamma \cos \delta} + \frac{A i_{21} \cos \gamma \cos \delta}{1 + i_{21} \cos \gamma \cos \delta}. \end{aligned}$$

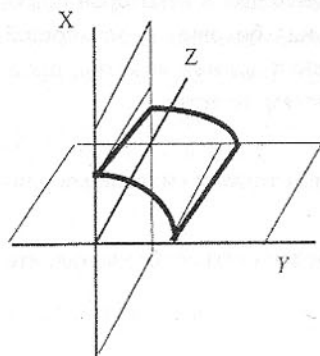


Рис. 2. Поверхность зубцов второго звена

Поверхность зубцов звена 2 показана на рис.2.

Поверхность зацепления можно определить как геометрическое место контактных линий в неподвижной системе координат. Она описывается уравнениями (7), (11) и (12). Для определения уравнения линии зацепления полагаем $z=0$, тогда из уравнения (11) можно получить следующую зависимость:

$$x = y \frac{\cos \varphi_1 \sin \varphi - \sin \varphi_1 \cos \varphi}{\sin \varphi_1 \sin \varphi + \cos \varphi_1 \cos \varphi} + \frac{A i_{21} \cos \gamma \cos \delta}{1 + i_{21} \cos \gamma \cos \delta},$$

полагая $\varphi_1 = 0$, уравнение примет вид:

$$x = y \cdot \operatorname{tg} \varphi + \frac{A i_{21} \cos \gamma \cos \delta}{1 + i_{21} \cos \gamma \cos \delta}. \quad (13)$$

Здесь φ меняется вдоль длины зубца. Для определения указанной

зависимости запишем уравнение контактной линии (11) при $\varphi_1 = 0$. С учетом (7) имеем:

$$z = \frac{r_0(1 + i_{21} \cos \gamma \cos \delta) + A i_{21} \cos \gamma \cos \delta \cos \varphi}{i_{21} (\cos \gamma \sin \delta \sin \varphi + \sin \gamma \cos \varphi)}. \quad (14)$$

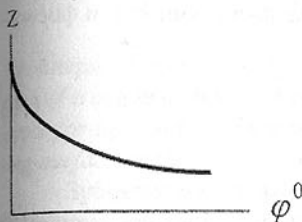


Рис.3. График $z = f(\varphi)$

График $z = f(\varphi)$ изменения угла развернутости эвольвенты вдоль линии контакта по длине зубца показан на рис.3.

При наличии углов перекоса и скрещивания осей межосевое расстояние меняется по длине зубца. В этом случае зацепление можно рассматривать как зацепление шестерни 1 с рядом элементарных зубчатых колес 2, имеющих ширину dz , вращающихся вокруг осей, параллельных $O_1 Z_1$, с угловой скоростью $\omega_2 \cos \gamma \cos \delta$, центр которых лежит на прямой $O_2 Z_2$. Тогда в любом нормальном к оси $O_1 Z_1$ сечении точки O_{1z} и O_{2z} являются центрами кривизны центроид

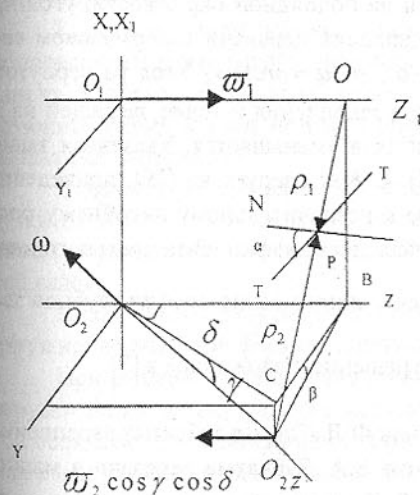


Рис.4. Определение приведенного радиуса кривизны

являются центрами кривизны центроид (рис.4). В некотором положении колес их мгновенным центром вращения является точка Р. Введем обозначения: α - угол, образуемый профильной нормалью N-N с касательной T-T к центроидам, ρ_1 и ρ_2 - радиусы кривизны центроид.

Как следует из уравнения Эйлера-Савари, в полюсе зацепления приведенный радиус кривизны профилей зубцов определяется по формуле [2]:

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \sin \alpha. \quad (15)$$

Для первого звена $\rho_1 = \text{const}$, следовательно, $\rho_2 = A_z - \rho_1$. Из

рис.4, полагая $\sin \beta \approx \operatorname{tg} \beta$, найдем:

$$A_z = \sqrt{A^2 + z^2 \operatorname{tg}^2 \delta - 2 A z \operatorname{tg} \delta \cos(90^\circ + \beta)} \text{ или, упрощая:}$$

$$A_z = A \sqrt{1 + \frac{2z \cdot \operatorname{tg} \gamma}{A \cos \delta}} \quad (16)$$

$$\text{Обозначим } k = \sqrt{1 + \frac{2z \cdot \operatorname{tg} \delta}{A \cos \delta}}, \text{ тогда } \rho_{np} = \frac{\rho_1^2}{A \cdot k} \left(\frac{A}{\rho_1} k - 1 \right). \quad (17)$$

Очевидно, что для зацепления с параллельными осями $k=1$, и формула (17) имеет следующий вид:

$$\rho_{0np} = \frac{\rho_1^2}{A} \left(\frac{A}{\rho_1} - 1 \right). \quad (18)$$

Из соотношения (17) и (18) получим:

$$\rho_{np} = \rho_{0np} \frac{A - \rho_1/k}{A - \rho_1}. \quad (19)$$

Выводы: 1. В зацеплениях прямозубых колес, оси которых имеют углы перекося и скрещивания, поверхностью одного из колес является эвольвентный цилиндр, другого - конический геликоид. 2. Контакты двух поверхностей осуществляются по линии, описанной уравнением (11). 3. Для точки профиля зубца, лежащей на полюсной окружности, угол профиля зубца соответствует углу зацепления передачи в нормальном сечении. Так как $\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$ и $\theta = \varphi - \alpha$, то $\alpha = \operatorname{arctg} \varphi$. Угол развернутости эвольвенты, а, следовательно, и угол зацепления в точке, лежащей на линии контакта, по длине линии контакта уменьшается. Указанная зависимость представлена формулой (14). 4. Как следует из (19), приведенный радиус кривизны имеет тенденцию к незначительному линейному росту, что ведет к уменьшению геометрического коэффициента удельного давления $\vartheta = \frac{m}{\rho_{np}}$. 5. Для получения рассчитанного выше профиля зубцов звена 2 можно использовать техническое решение, изложенное в [3].

Список литературы: 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. - М.: Наука, 1968. - 584с. 2. Гавриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении М.: Машгиз, 1962. - 530с. 3. К вопросу о совершенствовании технологии отделочных операций пространственных зубчатых колес Г.В. Горетский. - Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 2000. Вып.11, с.177-182.

Статья поступила в редакцию 15.01.2002 г.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ ПО ПЯТНУ КОНТАКТА ЗУБА ЗУБЧАТОЙ МУФТЫ, ПРИ ПЕРЕКОСЕ ОСЕЙ ВАЛОВ

Михайлов А.Н., Грубка Р.М., Рыбина С.А., Буленков Е.А.
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Technique of calculation of a weight distribution of a software to a spot of contact of a cog in a clutch coupling, if there is errors of bridged shafts. with allowance for influencing of a angle of engagement and shape of a generatrix working surface tooth.

Зубчатые муфты выходят из строя, в ряде случаев, из-за действия на ограниченной части поверхности зубьев значительных контактных нагрузок. Возникновение данных контактных нагрузок обусловлено наличием монтажных погрешностей. Для компенсации этих погрешностей используют различную форму образующей боковой поверхности зубьев. А значит актуальными становятся вопросы расчета распределения нагрузки по пятну контакта зубьев в зависимости от формы образующей боковой поверхности зубьев.

Контактирующие рабочие поверхности зубьев муфт всегда работают попарно. Поэтому нагрузочная способность их существенным образом зависит от формы образующей зубьев. Изменением радиуса кривизны образующих зубьев втулки можно в широких пределах изменять величину контактных напряжений.

В данной работе рассматривается задача расчета контактной нагрузки на зубьях зубчатых муфт, как с криволинейной, так и с прямолинейной формами образующей боковой поверхности зубьев, при перекосе осей валов.

Рассмотрим задачу расчета контактной нагрузки на зубьях зубчатых муфт с криволинейной формой образующей боковой поверхности зубьев.

При решении задачи определения неравномерности распределения нагрузки на пятне внутреннего контакта зуба втулки с криволинейной и зуба обоймы с прямолинейной образующими, взаимодействующих в условиях влияния технологических и эксплуатационных факторов, предполагаем, что по высоте зуба в следствии наличия угла контактирования β между эвольвентными поверхностями, нагрузка распределяется в соответствии с формулами представленными в работе [1]. По ширине зуба, ось z на рис. 1 а, при перекосе осей втулки относительно обоймы нормальное давление и нагрузку можно аппроксимировать с достаточной для практики точностью по эллиптическому закону [2, 3, 4, 5]:

$$p(z) = p(\gamma) \sqrt{1 - \frac{z^2}{b^2(\gamma)}}, \quad (1)$$

где z - текущая координата по ширине пятна контакта;
 $p(z)$ - величина нормального давления для любой точки по ширине пятна контакта;
 $p(\gamma)$ - максимальная величина давления в любом нормальном сечении пятна контакта по ширине зуба;
 $b(\gamma)$ - полуширина пятна контакта для зуба с криволинейной образующей и

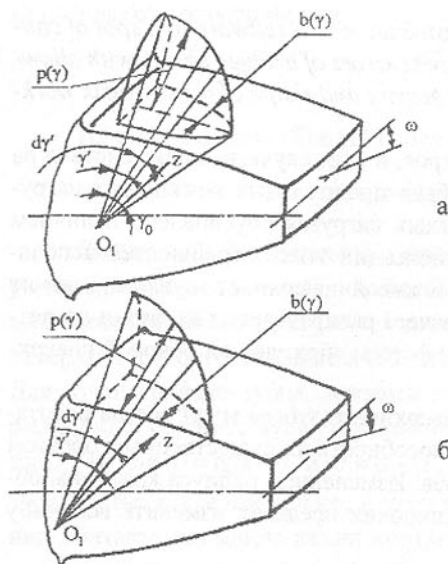


Рис. 1. Эпюры распределения нагрузки по пятну контакта зуба:

а) с криволинейной образующей;
 б) с прямолинейной образующей

женное уравнение в цилиндрических координатах для определения распределения нагрузки по пятну контакта:

$$P_i = r_{12} \int_0^{r_0} \int_{-b(\gamma)}^{b(\gamma)} p(\gamma) \sqrt{1 - \frac{z^2}{b^2(\gamma)}} \cos \gamma d\gamma dz, \quad (3)$$

Решая интегральное уравнение (3) совместно с зависимостями [1], получим следующее уравнение:

$$P_i = \frac{\pi}{2} r_b \operatorname{tg} \arccos \frac{r_b}{r_{a2}} \int_0^{r_0} p(\gamma) b(\gamma) \cos \gamma d\gamma, \quad (4)$$

Подставляя уравнение (2) в уравнение (4), получим:

$$P_i = 1,818 \frac{\pi r_{12}}{E} r_b \operatorname{tg} \arccos \frac{r_b}{r_{a2}} \int_0^{r_0} p^2(\gamma) \cos \gamma d\gamma. \quad (5)$$

Учитывая описанные выше предположения, формулы работы [1] с уравнением (5) составляют системы уравнений по определению распределения нагрузки (давления) по пятну внутреннего контакта зуба с криволинейной образующей при наличии технологических ошибок изготовления и монтажа муфт, характеризующихся углом контактирования β :

$$\left. \begin{aligned} & (1 + K_1) \int_0^{r_0} p(\gamma') \left[\cos(\gamma - \gamma') \ln \operatorname{tg} \frac{|\gamma - \gamma'|}{2} + \cos(\gamma + \gamma') \ln \operatorname{tg} \frac{|\gamma - \gamma'|}{2} - \right. \\ & \quad \left. - 2 \cos \gamma \cos \gamma' \ln \operatorname{tg} \frac{\gamma'}{2} \right] d\gamma' - \\ & - x_1 (1 + K_1) \int_0^{r_0} p(\gamma') [\sin |\gamma - \gamma'| + \sin |\gamma + \gamma'| - 2 \cos \gamma \sin \gamma'] d\gamma' + \\ & + 4\nu_1 (1 - \cos \gamma) \int_0^{r_0} p(\gamma') d\gamma' = (K_1 - 1)(1 - \cos \gamma); 0 < \gamma < \gamma_0; \\ & \int_0^{r_0} p^2(\gamma) \cos \gamma d\gamma = \frac{P_i E}{1,818 \pi r_{12} r_b \operatorname{tg} \arccos \frac{r_b}{r_{a2}}} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

При решении системы уравнений (6) по методу конечных разностей совместно с зависимостями работы [1] можно записать:

$$\left. \begin{aligned} & \sum_{k=1}^n p_k (\Delta_{l-k} + \Delta_{l+k-1} - 2 \cos l \nu \Delta_{k-1}) = (K_1 - 1)(1 - \cos l \nu); \\ & \sum_{k=1}^n p_k^2 [\sin K \nu - \sin(K-1)\nu] = \frac{P_i}{B r_b \operatorname{tg} \arccos \frac{r_b}{r_{a2}}}, \\ & l = 1, 2, \dots, n; \Delta_k = G(K+1) - G(K), \\ & K \geq 0, \Delta_{-k} = \Delta_{k-1}, K \geq 1, \\ & G(K) = 2\nu_1 (1 + K_1) \left(\sin K \nu \ln \operatorname{tg} \frac{K \nu}{2} - K \nu \right) + x_1 (1 + K_1) \cos K \nu + 2\nu_1 K \nu. \end{aligned} \right\}$$

Теперь перейдем к рассмотрению задачи расчета контактной нагрузки на зубьях зубчатых муфт с прямолинейной образующей боковой поверхности зубьев.

Уравнение распределения нагрузки по пятну контакта внутреннего контакта зуба втулки с прямолинейной образующей, рис. 1б, при его перекосе будет иметь вид:

$$P_i = r_{12} \int_0^{r_0} \int_0^{b(\gamma)} p(\gamma) \sqrt{1 - \frac{z^2}{b^2(\gamma)}} \cos \gamma d\gamma dz. \quad (7)$$

Для нахождения $b(\gamma)$ заменяем r_{12} в формуле (2) эквивалентным радиусом кривизны r_s , который в работе [7] найден экспериментально с использованием фотоупругих моделей:

$$r_s = \frac{x_s}{2 \operatorname{tg} \omega_\tau}, \quad (8)$$

где $x_s \approx 0,85$ - экспериментальный коэффициент;

ω_τ - касательный угол перекоса зуба [8]:

$$\omega_\tau = \omega \cos \psi,$$

где ω - угол перекоса оси втулки относительно оси обоймы;

ψ - полярный угол или угол в рассматриваемом положении зубьев, на оси максимального перекоса зуба $\psi = 0$.

Используя (8), формулу (2), для определения $b(\gamma)$ зуба с прямолинейной образующей, можно представить в таком виде:

$$b(\gamma) = 1,545 \frac{p(\gamma)}{E \operatorname{tg} \omega_\tau}. \quad (9)$$

Учитывая (9), уравнение (7) примет вид:

$$P_i = 0,386 \frac{\pi}{E \operatorname{tg} \omega_\tau} r_b \operatorname{tg} \arccos \frac{r_b}{r_{a2}} \int_0^{\gamma_0} p^2(\gamma) \cos \gamma d\gamma.$$

Тогда используя описанные выше предположения запишем систему уравнений, при помощи которой можно определить распределение нагрузки по пятну внутреннего контакта перекошенного зуба с прямолинейной образующей при наличии технологических и монтажных ошибок, характеризующихся углом контактирования β :

$$\left. \begin{aligned} & 2\nu_1(1+K_1) \int_0^{\gamma_0} p(\gamma') \left[\cos(\gamma-\gamma') \operatorname{tg} \frac{|\gamma-\gamma'|}{2} + \cos(\gamma+\gamma') \operatorname{tg} \frac{|\gamma-\gamma'|}{2} - \right. \\ & \quad \left. - 2 \cos \gamma \cos \gamma' \operatorname{tg} \frac{\gamma'}{2} \right] d\gamma' - \\ & - x_1(1+K_1) \int_0^{\gamma_0} p(\gamma') [\sin|\gamma-\gamma'| + \sin|\gamma+\gamma'| - 2 \cos \gamma \sin \gamma'] d\gamma' + \\ & + 4\nu_1(1-\cos \gamma) \int_0^{\gamma_0} p(\gamma') d\gamma' = (K_1-1)(1-\cos \gamma), 0 < \gamma < \gamma_0; \\ & \int_0^{\gamma_0} p^2(\gamma) \cos \gamma d\gamma = \frac{P_i E \operatorname{tg} \omega_\tau}{0,386 \pi r_b \operatorname{tg} \arccos \frac{r_b}{r_{a2}}}. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Учитывая зависимости работы [1], решаем систему (10) методом конечных разностей, при этом получим следующую зависимость:

$$\left. \begin{aligned} & \sum_{k=1}^n p_k (\Delta_{l-k} + \Delta_{l+k-1} - 2 \cos l \nu \Delta_{k-1}) = (K_1-1)(1-\cos l \nu); \\ & \sum_{k=1}^n p_k^2 [\sin K \nu - \sin(K-1) \nu] = \frac{P_i E \operatorname{tg} \omega_\tau}{0,386 \pi r_b \operatorname{tg} \arccos \frac{r_b}{r_{a2}}}, \\ & l = 1, 2, \dots, n; \Delta_k = G(K+1) - G(K), \\ & K \geq 0, \Delta_{-k} = \Delta_{k-1}, K \geq 1, \\ & G(K) = 2\nu_1(1+K_1) \left(\sin K \nu \operatorname{tg} \frac{K \nu}{2} - K \nu \right) + x_1(1+K_1) \cos K \nu + 2\nu_1 K \nu. \end{aligned} \right\}$$

Площадь пятна контакта зуба:

- с криволинейной образующей рис. 1а, определяется формулой

$$S_i^k = 2r_{11} \int_0^{\gamma_0} b(\gamma) d\gamma,$$

- с прямолинейной образующей рис. 1б, определяется формулой

$$S_i^n = r_{11} \int_0^{\gamma_0} b(\gamma) d\gamma. \quad (11)$$

Учитывая зависимости работы [1] и (2), (9), (11), получим формулы:

- для зубьев с криволинейной образующей

$$\left. \begin{aligned} S_i^k &= 7,272 \frac{r_{12} \operatorname{tg} \arccos \frac{r_b}{r_{a2}}}{E} \int_0^{\gamma_0} p(\gamma) d\gamma, \\ S_i^k &= 7,272 \frac{r_{12} \operatorname{tg} \arccos \frac{r_b}{r_{a2}}}{E} \nu \sum_{k=1}^n p_k; \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

- для зубьев с прямолинейной образующей

$$\left. \begin{aligned} S_i^n &= 1,545 \frac{r_b \operatorname{tg} \arccos \frac{r_b}{r_{a2}}}{E \operatorname{tg} \omega_\tau} \int_0^{\gamma_0} p(\gamma) d\gamma, \\ S_i^n &= 1,545 \frac{r_b \operatorname{tg} \arccos \frac{r_b}{r_{a2}}}{E \operatorname{tg} \omega_\tau} \nu \sum_{k=1}^n p_k. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

На рис. 2 представлены графики, показывающие изменение площади пятна контакта, рассчитанные по формулам (12) и (13) в зависимости от нагрузки на зубьях P_i при различных углах контактирования β . Они по-

строены в соответствии с распределением нагрузки по пятну контакта, определяемым уравнениями систем (6) и (10).

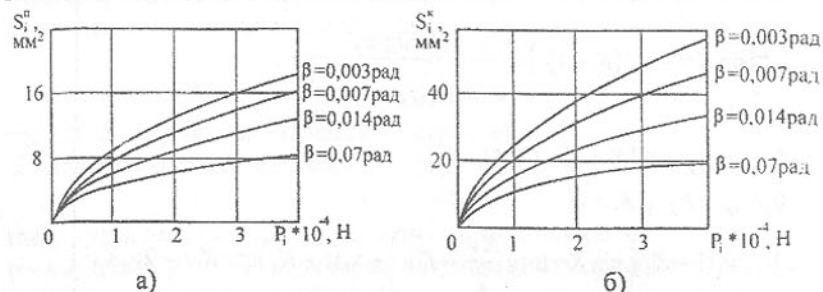


Рис. 2. Изменение площади пятна контакта в зависимости от нагрузки:
а) на зубе с прямолинейной образующей при $\omega=0,5^\circ$;
б) на зубе с криволинейной образующей с $r_{i2}=300$ мм.

На рис. 3 изображены графики, показывающие изменение нормального максимального давления на площадке пятна контакта в зависимости от нагрузки P_i при различных углах контактирования β .

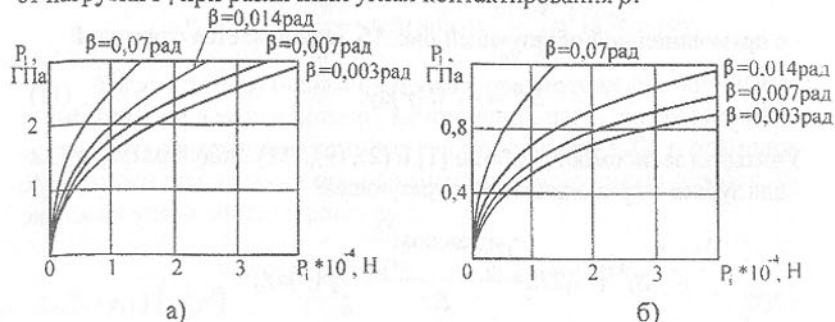


Рис. 3. Изменение площади пятна контакта в зависимости от нагрузки:
а) на зубе с прямолинейной образующей при $\omega=0,5^\circ$;
б) на зубе с криволинейной образующей с $r_{i2}=300$ мм.

График изменения нормального максимального давления P_1 по пятну контакта в зависимости от угла перекоса ω , зуба с прямолинейной образующей при $P_i=10000$ Н, $\beta=0,07$ рад показан на рис. 4а. На рис. 4б изображен график изменения нормального максимального давления P_1 на площадке пятна контакта в зависимости от главного радиуса кривизны зуба r_{i2} при постоянной нагрузке $P_i=10000$ Н и угле контактирования $\beta=0,07$ рад.

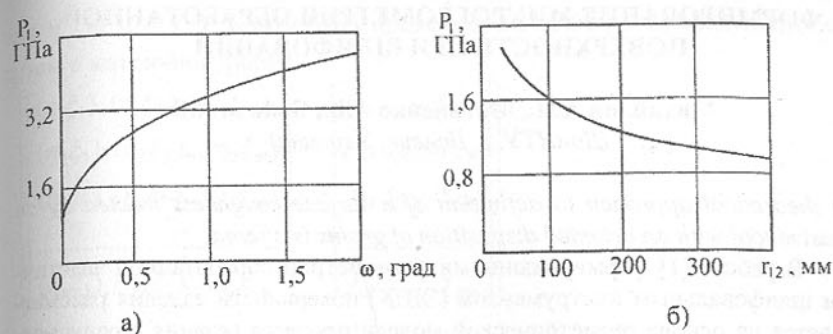


Рис. 4. Зависимость нормального максимального давления:
а) от перекоса зуба с прямолинейной образующей;
б) от главного радиуса кривизны.

Таким образом в данной работе представлена методика расчета концентрации нагрузки на пятне контакта зубьев муфт, позволяющая учитывать влияние эксплуатационных и технологических факторов.

Используя данную методику можно исследовать зависимость распределения контактной нагрузки по пятну контакта зуба в зависимости от его геометрических характеристик. Эта методика может быть использована также в инженерных расчетах нагрузочной способности зубчатых муфт.

Список литературы: 1. Михайлов А.Н., Грубка Р.М., Рыбина С.А., Буленков Е.А. Контактная задача Штаермана-Герца для зубчатых муфт с прямолинейной формой образующей зубьев/ Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научн. Трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2001. – Вып. 15. – С. 187-196. 2. Айрапетов Э.Л., Косарев О.И. Зубчатые муфты. – М.: Наука, 1982. – 128 с. 3. Айрапетов Э.Л., Айрапетов С.Э., Мельникова Т.Н. Расчет контактной нагрузки в зубчатых зацеплениях. – Вестн. машиностроения, 1982, № 10, с. 3-6. 4. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости/Пер. с англ. М.И. Рейтмана; Под ред. Г.С. Шапиро. – М.: Наука, 1979. – 560 с. 5. Трубин Г.К. Контактная усталость материалов для зубчатых колес. – М.: Машгиз, 1962. – 404 с. 6. Коськин В.Н. К вопросу о выборе рациональной формы зубьев зубчатых муфт. – Изв. вузов. Машиностроение, 1973, № 4, с. 53-57. 7. Филиппов В.М., Польшенко В.В., Финиченко В.А. Расчет на изнашивание зацепления зубчатых муфт. – Изв. вузов. Машиностроение, 1976, № 11, с. 33-38. 8. А.с. 917917 (СССР). Способ приработки сопряженной пары зубчатых колес/ М.Б. Кивенсон, И.В. Кузьменко. – Оpubл. в Б.И., 1982, № 13.

Статья поступила в редакцию 24.01.2002 г.

ФОРМИРОВАНИЕ МИКРОГЕОМЕТРИИ ОБРАБОТАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ШЛИФОВАНИИ

Михайлов А.Н., Матвиенко А.В., Байков А.В.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The theoretical approach to definition of a surface roughness treated by an abrasive tool with an oriented disposition of grains is offered.

В работе [1] формирование микрогеометрии обработанной эластичным шлифовальным инструментом (ЭШК) поверхности изделия рассматривается на основе геометрической модели процесса резания, предусматривающей, что сечение режущей и обрабатываемой поверхностей в некоторый момент времени являются изотропными и представляют собой реализации некоторых стационарных процессов. Реализация микрогеометрии поверхности изделия после обработки описывается случайной функцией, которая связана с микрогеометрией поверхности изделия до обработки и микрогеометрией поверхности ЭШК. При этом случайная функция шероховатости поверхности изделия после обработки задается двумерной плотностью распределения для некоторых сечений ($i, i+1$).

Совершенно очевидно, что для того чтобы определить «усредненную» оценку микрогеометрии поверхности изделия после обработки необходимо определить «и»-ое количество функций распределения во множестве сечений. Такой подход требует проведения большого количества экспериментальных исследований с последующей трудоемкой математической обработкой результатов.

Предположим, что микрогеометрия ЭШК в процессе работы представлена некоторым множеством $\eta(x) = \{\eta_1(x); \eta_2(x); \dots; \eta_n(x)\}$, где $\eta_i(x)$ - микрогеометрия ЭШК в i -м сечении; микрогеометрия поверхности изделия до обработки представлена множеством $\xi(x) = \{\xi_1(x); \xi_2(x); \dots; \xi_m(x)\}$, где $\xi_j(x)$ - микрогеометрия поверхности изделия до обработки в j -м сечении. Согласно [1] формирование микрогеометрии поверхности изделия после обработки это результат взаимодействия $\eta(x)$ и $\xi(x)$, т.е. $\gamma(x) = \eta(x) \cap \xi(x)$, где $\gamma(x)$ - микропрофиль изделия после обработки; $\cap$ - знак пересечения множеств. Причем $\gamma(x)$ также является множеством, элементы которого являются микропрофилями изделия в процессе его формирования, т.е. $\gamma(x) = \{\gamma_1(x); \gamma_2(x); \dots; \gamma_k(x)\}$, где $\gamma_\theta(x)$ - микрогеометрия поверхности изделия в процессе обработки в θ -м сечении. Окончательный микропрофиль изделия будет определяться «последней» реализацией взаимодействия $\eta_n(x)$ и $\xi_m(x)$.

В зависимости от режимов обработки, кинематики процесс формирования микрогеометрии поверхности, как факт реализации взаимодейст-

вия $\eta_n(x)$ и $\xi_m(x)$, может быть представлен в общем виде следующим образом в матричной форме.

$$\left\{ \begin{matrix} (\eta_1 \xi_1) & (\eta_1 \xi_2) & \dots & (\eta_1 \xi_m) \\ (\eta_2 \xi_1) & (\eta_2 \xi_2) & \dots & (\eta_2 \xi_m) \\ (\eta_3 \xi_1) & (\eta_3 \xi_2) & \dots & (\eta_3 \xi_m) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ (\eta_n \xi_1) & (\eta_n \xi_2) & \dots & (\eta_n \xi_m) \end{matrix} \right\} \Leftrightarrow \left\{ \begin{matrix} \gamma_{11} & \gamma_{12} & \dots & \gamma_{1m} \\ \gamma_{21} & \gamma_{22} & \dots & \gamma_{2m} \\ \gamma_{31} & \gamma_{32} & \dots & \gamma_{3m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \gamma_{n1} & \gamma_{n2} & \dots & \gamma_{nm} \end{matrix} \right\} \rightarrow$$

$$\left\{ \begin{matrix} (\eta_1 \gamma_{11}) & (\eta_1 \gamma_{12}) & \dots & (\eta_1 \gamma_{1m}) \\ (\eta_2 \gamma_{21}) & (\eta_2 \gamma_{22}) & \dots & (\eta_2 \gamma_{2m}) \\ (\eta_3 \gamma_{31}) & (\eta_3 \gamma_{32}) & \dots & (\eta_3 \gamma_{3m}) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ (\eta_n \gamma_{n1}) & (\eta_n \gamma_{n2}) & \dots & (\eta_n \gamma_{nm}) \end{matrix} \right\} \Leftrightarrow \left\{ \begin{matrix} \gamma_{111} & \gamma_{112} & \dots & \gamma_{11m} \\ \gamma_{221} & \gamma_{222} & \dots & \gamma_{22m} \\ \gamma_{331} & \gamma_{332} & \dots & \gamma_{33m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \gamma_{nn1} & \gamma_{nn2} & \dots & \gamma_{nnm} \end{matrix} \right\} \rightarrow \dots$$

$$\left\{ \begin{matrix} (\eta_1 \gamma_{1...1}) & (\eta_1 \gamma_{1...2}) & \dots & (\eta_1 \gamma_{1...m}) \\ (\eta_2 \gamma_{2...1}) & (\eta_2 \gamma_{2...2}) & \dots & (\eta_2 \gamma_{2...m}) \\ (\eta_3 \gamma_{3...1}) & (\eta_3 \gamma_{3...2}) & \dots & (\eta_3 \gamma_{3...m}) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ (\eta_n \gamma_{n...1}) & (\eta_n \gamma_{n...2}) & \dots & (\eta_n \gamma_{n...m}) \end{matrix} \right\} \Leftrightarrow \left\{ \begin{matrix} \gamma_{11...1} & \gamma_{11...2} & \dots & \gamma_{11...m} \\ \gamma_{22...1} & \gamma_{22...2} & \dots & \gamma_{22...m} \\ \gamma_{33...1} & \gamma_{33...2} & \dots & \gamma_{33...m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \gamma_{nn...1} & \gamma_{nn...2} & \dots & \gamma_{nn...m} \end{matrix} \right\}, \quad (1)$$

где $\Leftrightarrow$ - знак равнозначности между элементами матриц;

$\rightarrow$ - знак перехода (трансформации) i -й матрицы в j -ую.

Из представленной матрицей модели формирования микрогеометрии поверхности изделия можно предположить, что все элементы, принадлежащие некоторому классу $\gamma_{i...j}$ разбиения $\{\gamma_1, \gamma_2, \dots\}$ множества $\gamma(x)$, связаны отношением эквивалентности. Они взаимозаменяемые в том смысле, что любой из этих элементов определяет данный класс множества $\gamma(x)$, т.е. может служить его представителем. Подмножество из $\gamma(x)$, содержащее по одному и только по одному элементу из каждого класса будет являться системой представителей соответствующего отношения эквивалентности реализации взаимодействия $\eta(x)$ и $\xi(x)$.

Данное предположение позволяет определить, так называемый, квазипорядок в множестве $\gamma(x)$, т.е. в процессе формирования микрогеометрии изделия. Квазипорядок обуславливается упорядочиванием совокупности классов эквивалентности $\{\gamma_1, \gamma_2, \dots\}$ множества $\gamma(x)$ по их представителям, например, $(y_1, y_2, \dots)$. Так как система представлений $(y_1, y_2, \dots)$ не

содержит одинаковых элементов (вследствие случайности функции, описывающей микрогеометрию ЭШК и изделия до обработки в i -х сечениях), то на множестве $\gamma(x)$ можно определить строгий порядок. Такое упорядочение осуществляют элементы множества $\gamma(x)$, принадлежащие к одному и тому же классу эквивалентности.

В качестве классов представителей $\{\gamma_1, \gamma_2, \dots$ используем периодические функции, описывающие микрогеометрию поверхности ЭШК, поверхности изделия в процессе обработки и после ее обработки, т.е. предполагаем, что любой микропрофиль может быть представлен в виде периодических функций в пределах некоторой части длины (ширины) ЭШК и изделия. Такой подход вполне правомочен при обработке инструментом с ориентированным расположением абразивных зерен и упорядоченным их расположением на рабочей поверхности [2, 3].

Тогда в любом i -м сечении ЭШК и изделия будет «содержаться» n -ое количество периодических профилей. Предполагая, что микропрофиль ЭШК в процессе обработки не изменяется получим «наложение» периодичных профилей ЭШК на периодичные профили изделия, согласно общей матричной модели (1). Наиболее распространенные периодичные функции вида $y = \sin(x)$ и $y = \cos(x)$, которые, в первом приближении, могут быть взяты за основу для описания периодичных профилей ЭШК и изделия. Приближение микропрофиля i -го сечения к периодичному можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} y_{i\eta}(x) &= A_p \left\{ \left(\frac{\sin}{\cos} \right)^\alpha (\varpi_p x \pm \varphi_p) \right\}, \\ y_{i\xi}(x) &= A_j \left\{ \left(\frac{\sin}{\cos} \right)^\beta (\varpi_j x \pm \varphi_j) \right\}, \\ y_{i\gamma}(x) &= A_m \left\{ \left(\frac{\sin}{\cos} \right)^\tau (\varpi_m x \pm \varphi_m) \right\}, \end{aligned} \quad (2)$$

где A_p, A_j, A_m - амплитуда функции в i -м сечении p -го, j -го и m -го периодических профилей ЭШК, изделия до обработки и после обработки соответственно;

$\left(\frac{\sin}{\cos} \right)$ - определение «или $\sin$ », «или $\cos$ »;

$\varpi_p, \varpi_j, \varpi_m$ - число периода функции в i -м сечении p -го, j -го и m -го периодических профилей ЭШК, изделия до обработки и после обработки соответственно;

$\varphi_p, \varphi_j, \varphi_m$ - величина «смещения» функции относительно начала отсчета периода в i -м сечении p -го, j -го и m -го периодических

счета периода в i -м сечении p -го, j -го и m -го периодических профилей ЭШК, изделия до обработки и после обработки соответственно;

x - текущая координата вдоль линии взаимодействия ЭШК и изделия;

α, β, τ - степенные значения.

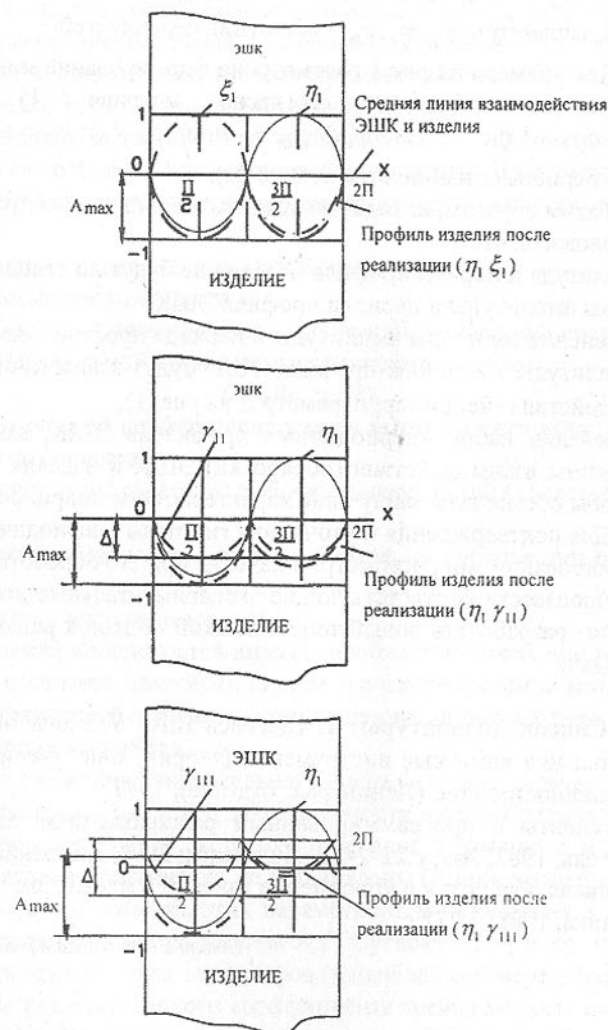


Рис. 1. Пример формирования микропрофиля изделия в процессе обработки с использованием гипотезы «периодичных профилей» ($A_{\max}$ - максимальная амплитуда сформированного профиля изделия; Δ - величина смещения поверхности изделия относительно средней линии взаимодействия ЭШК и изделия, определяемая условиями обработки)

Наиболее распространенной характеристикой шероховатости поверхности, как известно, является среднее арифметическое значение отклонение профиля (Ra) или высота неровностей профиля по десяти точкам (Rz). В выражениях (2) эти характеристики задаются через A_p, A_j, A_m ; параметры $\varpi_p, \varpi_j, \varpi_m$ будут характеризовать шаг неровностей микропрофиля (Sw); параметры $\varphi_p, \varphi_j, \varphi_m$ - смещение неровностей.

Для примера на рис.1 рассмотрено формирование микропрофиля изделия после обработки согласно матрице (1) для случая $\eta_1 \xi_1 \rightarrow \eta_1 \gamma_{11} \rightarrow \eta_1 \gamma_{111}$ при $\eta_1(x): y_{1\eta} = -\sin x$ и $\xi_1(x): y_{1\xi} = \sin x$ в пределах одного периода (x изменяется от 0 до 2π).

Таким образом, исходя из гипотезы «периодичных профилей» можно предположить, что:

- 1) амплитуда и период профиля изделия не будут по величине более величины амплитуды и периода профиля ЭШК;
- 2) изменения величины амплитуды и периода профиля изделия в пределах амплитуды и периода профиля ЭШК будут зависеть от условий взаимодействия (например, параметр Δ на рис. 1);
- 3) определив набор «периодичных профилей» ЭШК, можно подобрать режимы взаимодействия (обработки) ЭШК и изделия таким образом, чтобы обеспечить наилучшие характеристики микропрофиля изделия.

Для подтверждения и уточнения гипотезы «периодичных профилей» в формировании микрогеометрии изделия при его обработке ЭШК необходимо произвести соответствующие экспериментальные исследования, что позволит разработать новый теоретический подход к решению поставленной задачи.

Список литературы: 1. Щеголев В.А., Уланова М.Е. Эластичные абразивные и алмазные инструменты (теория, конструкции, применение). Л.: Машиностроение (Ленинград. отд-ние), 1977. - 179 с. 2. Виксман Е.С. Инструменты с программированным расположением зерен / Машиностроитель, 1982, №9, с.22-24. 3. Ящерицын П.И., Забавский М.Т. Алмазно-абразивная обработка и упрочнение изделий в магнитном поле. Мн., Наука и техника, 1988. - 272 с.

Статья поступила в редакцию 23.01.2002 г.

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТРЕНИЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

Нечепав В.Г. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

In conditions of the full-scale bench installation the experimental researches of

a kinematic friction coefficient of coal on metal are executed. The models of multiple curvilinear regression for definition of the characteristics of friction as functions of parameters of systems of transportation are designed.

Решение комплексной конструкторско-технологической задачи повышения качества шнековых исполнительных органов очистных комбайнов для тонких пластов, включающей в качестве одного из основных этапов проектирование оптимальных технологических процессов изготовления шнеков из конструктивно оптимизированных объемных элементов [1,2], предполагает установление функциональной связи между кинематическим коэффициентом трения выгружаемого угля по рабочим поверхностям шнеков и следующими параметрами систем активной выгрузки угля:

- параметрами состояния поверхностного слоя рабочих участков шнеков;
- параметрами напряженного состояния угля;
- влажностью выгружаемого угля.

Наиболее удобной для практического использования формой представления такой функциональной связи является зависимость вида

$$f = F(Ra, p_f, W), \quad (1)$$

где f - кинематический коэффициент трения выгружаемого угля по рабочим поверхностям шнеков;

Ra - параметр шероховатости рабочих поверхностей (лопастей и обечайки) шнеков;

p_f - давление выгружаемого потока угля на рабочие поверхности шнеков;

W - влажность выгружаемого угля.

Установление зависимостей вида (1) необходимо также при решении задач анализа и синтеза напорных систем транспортирования металлической и неметаллической стружки, при создании широкого ряда других транспортирующих устройств.

Несмотря на наличие значительного числа фундаментальных работ в области триботехники [3,4] и др., закономерности влияния параметров Ra , p и W на коэффициент трения сыпучих материалов, в том числе и угля, по поверхности металла практически не установлены (в наименьшей мере исследовано совместное влияние этих параметров). В тоже время в работах доктора технических наук профессора А.Г. Суслова [5,6] и др. показана существенность влияния этих параметров (в наибольшей мере - параметра Ra) на значение кинематического коэффициента трения металла по металлу. Так, изменение Ra в диапазоне технологического влияния 1...100 мкм обуславливает изменение f примерно в 1,5 раза. Изложенное определяет целесообразность экспериментального определения значений кинематического коэффициента трения угля по металлу в области возможного изменения параметров систем активной выгрузки очистных комбайнов и исследование закономерностей его изменения методами регрессионного

анализа.

Экспериментальные исследования проведены в условиях полноразмерной стендовой установки [7]. Принятая конструкция установки и схема электрических измерений обеспечили возможность варьирования параметров в исследуемой области их изменения с необходимой для получения достоверных данных дискретностью.

Экспериментальные исследования выполнены в форме полнофакторного эксперимента (ПФЭ) вида 3^3 . В качестве варьируемых параметров использованы величины Ra , p_f и W . Число уровней изменения варьируемых параметров принято: 3 – для параметра W ; 4 – для параметра p и 5 – для параметра Ra ввиду предполагаемой реализации искомой модели множественной регрессии в виде полиномов высокого порядка. Число исследуемых точек факторного пространства, в соответствие с [8,9], $N=60$; число повторных опытов в каждой исследуемой точке факторного пространства $n=3$. С целью исключения влияния систематических ошибок, вызванных внешними условиями (изменением температуры, атмосферного давления и др.) была выполнена рандомизация условий проведения эксперимента во времени.

На рис.1 результаты экспериментальных исследований представлены в виде графиков поверхностей и карт линий уровней. Однородность дисперсий, определяющая пригодность полученных экспериментальных данных для проведения регрессионного анализа, подтверждена при помощи критерия Кохрена.

Полученный экспериментальный материал использован в качестве исходных данных для получения семейства четырехмерных линейных и нелинейных моделей множественной регрессии 1...4 порядков (табл.1). Для автоматизации процесса создания моделей и симуляции рабочего процесса средствами вычислительной техники создано соответствующее программное обеспечение:

$$f = F(Ra, p_f, W) = \sum_{j=0}^k b_j \cdot Ra^{I_j} \cdot p_f^{J_j} \cdot W^{G_j}, \quad (2)$$

где b_j - коэффициенты уравнения множественной регрессии ($j=0,1,\dots,k$);

I_j, J_j, G_j - показатели степени при независимых переменных уравнения регрессии;

k - число членов уравнения регрессии.

Рассматриваемые четырехмерные модели, отвечая предъявляемым требованиям оптимального проектирования и синтеза механо-гидродинамических систем активной выгрузки очистных комбайнов, а также требованиям адекватности и точности (табл. 3), в тоже время не позволяют выполнить графическую интерпретацию и визуализацию полу-

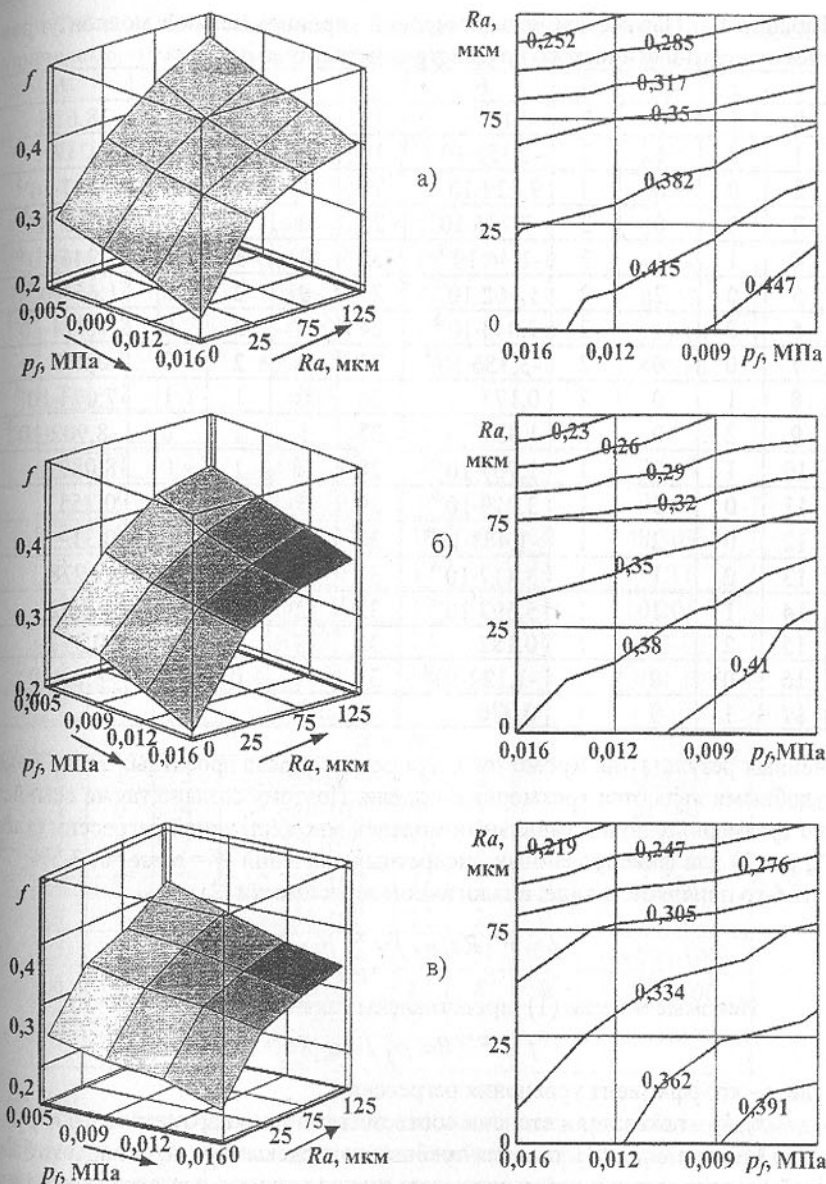


Рис.1. Экспериментальные графики изменения значения кинематического коэффициента трения как функции параметра шероховатости и давления при влажности угля: а) $W = 0\%$; б) $W = 3,5\%$; в) $W = 7\%$.

Таблица 1 – Параметры четырехмерной полиномиальной модели управляемого технологического воздействия четвертого порядка

j	I_j	J_j	G_j	b_j	j	I_j	J_j	G_j	b_j
0	1	0	3	-0,113	18	2	0	1	-38,616
1	0	1	3	$-1,352 \cdot 10^{-6}$	19	3	0	1	-1,217
2	0	0	4	$9,429 \cdot 10^{-5}$	20	1	3	0	$1,327 \cdot 10^{-5}$
3	0	0	3	$-7,736 \cdot 10^{-4}$	21	0	4	0	$-7,76 \cdot 10^{-9}$
4	1	1	2	$-1,44 \cdot 10^{-3}$	22	0	3	0	$1,946 \cdot 10^{-6}$
5	0	2	2	$1,562 \cdot 10^{-7}$	23	0	2	0	$1,65 \cdot 10^{-4}$
6	0	1	2	$7,043 \cdot 10^{-6}$	24	1	2	0	$-1,774 \cdot 10^{-3}$
7	0	0	2	$-3,356 \cdot 10^{-4}$	25	2	2	0	-0,059
8	1	0	2	0,177	26	0	1	1	$7,074 \cdot 10^{-3}$
9	2	0	2	1,331	27	1	1	0	$-8,902 \cdot 10^{-3}$
10	1	2	1	$1,707 \cdot 10^{-6}$	28	2	1	0	8,089
11	0	3	1	$3,219 \cdot 10^{-9}$	29	3	1	0	0,255
12	0	2	1	$-1,483 \cdot 10^{-6}$	30	0	0	0	0,31
13	0	1	1	$3,417 \cdot 10^{-6}$	31	1	0	0	-5,978
14	1	1	1	$5,597 \cdot 10^{-3}$	32	2	0	0	-12,02
15	2	1	1	0,182	33	3	0	0	-0,377
16	0	0	1	$-1,122 \cdot 10^{-4}$	34	4	0	0	$-8,29 \cdot 10^{-3}$
17	1	0	1	0,076					

ченных результатов. Кроме того, для решения ряда проектных задач более удобными являются трехмерные модели. Поэтому создано также семейство трехмерных полиномиальных моделей множественной регрессии (табл. 2, рис.2) для фиксированных дискретных значений $W = const = 0; 3,5\%; 7\%$ 1...4-го порядков в виде, аналогичном зависимости (2)

$$f = F'(Ra, p_f) = \sum_{j=0}^k b'_j \cdot Ra^{I'_j} \cdot p_f^{J'_j} \quad (3)$$

Искомые модели (1) представлены также в виде (рис.3)

$$f = F''(Ra, p_f) = c \cdot Ra^{k_1} \cdot p_f^{k_2}, \quad (4)$$

где c - коэффициент уравнения регрессии;

k_1, k_2 - показатели степени соответственно для параметров Ra и p_f .

Модели вида (4), отвечая требованиям адекватности, обладают большей наглядностью и компактностью, имеют приемлемую для инженерных расчетов погрешность:

$$\begin{aligned} W = 0 & \quad f = 0,121 \cdot Ra^{-0,148} \cdot p_f^{0,122} & \Delta_{cp} = 2,56\% & \Delta_{max} = 6,6\% \\ W = 3,5\% & \quad f = 0,108 \cdot Ra^{-0,157} \cdot p_f^{0,124} & \Delta_{cp} = 2,72\% & \Delta_{max} = 8,7\% \\ W = 7\% & \quad f = 0,100 \cdot Ra^{-0,161} \cdot p_f^{0,119} & \Delta_{cp} = 2,18\% & \Delta_{max} = 7,5\% \end{aligned}$$

Таблица 2 – Параметры трехмерных полиномиальных моделей управляемого технологического воздействия четвертого порядка

j	I_j	J_j	b_j	j	I_j	J_j	b_j
$W = 0$							
0	1	3	$1,804 \cdot 10^{-5}$	8	2	1	8,651
1	0	4	$-5,504 \cdot 10^{-9}$	9	3	1	0,273
2	0	3	$1,401 \cdot 10^{-6}$	10	0	0	0,316
3	0	2	$-1,253 \cdot 10^{-4}$	11	1	0	-6,606
4	1	2	$-2,574 \cdot 10^{-3}$	12	2	0	0,177
5	2	2	-0,067	13	3	0	$7,576 \cdot 10^{-3}$
6	0	1	$6,143 \cdot 10^{-3}$	14	4	0	$1,807 \cdot 10^{-4}$
7	1	1	0,03				
$W = 3,5\%$							
0	1	3	$2,064 \cdot 10^{-5}$	8	2	1	9,728
1	0	4	$-6,89 \cdot 10^{-9}$	9	3	1	0,306
2	0	3	$1,66 \cdot 10^{-6}$	10	0	0	0,303
3	0	2	$-1,39 \cdot 10^{-4}$	11	1	0	-7,11
4	1	2	$-2,691 \cdot 10^{-3}$	12	2	0	0,206
5	2	2	-0,077	13	3	0	$8,633 \cdot 10^{-3}$
6	0	1	$6,229 \cdot 10^{-3}$	14	4	0	$2,051 \cdot 10^{-4}$
7	1	1	0,023				
$W = 7\%$							
0	1	3	$1,133 \cdot 10^{-6}$	8	2	1	-5,532
1	0	4	$-1,089 \cdot 10^{-8}$	9	3	1	-0,169
2	0	3	$2,12 \cdot 10^{-6}$	10	0	0	0,265
3	0	2	$-2,287 \cdot 10^{-4}$	11	1	0	-5,226
4	1	2	$-1,831 \cdot 10^{-3}$	12	2	0	-0,305
5	2	2	0,053	13	3	0	$-8,036 \cdot 10^{-3}$
6	0	1	$7,556 \cdot 10^{-3}$	14	4	0	$1,661 \cdot 10^{-4}$
7	1	1	0,167				
			0,316				

Установление уровней адекватности и точности разработанных моделей управляемого технологического воздействия произведено путем сравнения модельного и экспериментальных значений кинематического коэффициента трения. Совокупным требованиям адекватности и инженерной точности (максимальная погрешность менее 5 %) отвечают четырехмерные модели четвертого и более высоких порядков (табл. 3). Требованиям адекватности отвечают также трехмерные модели (при фиксированных значениях влажности W) всех порядков (включая линейные модели), однако требованиям инженерной точности отвечают только модели третьего и

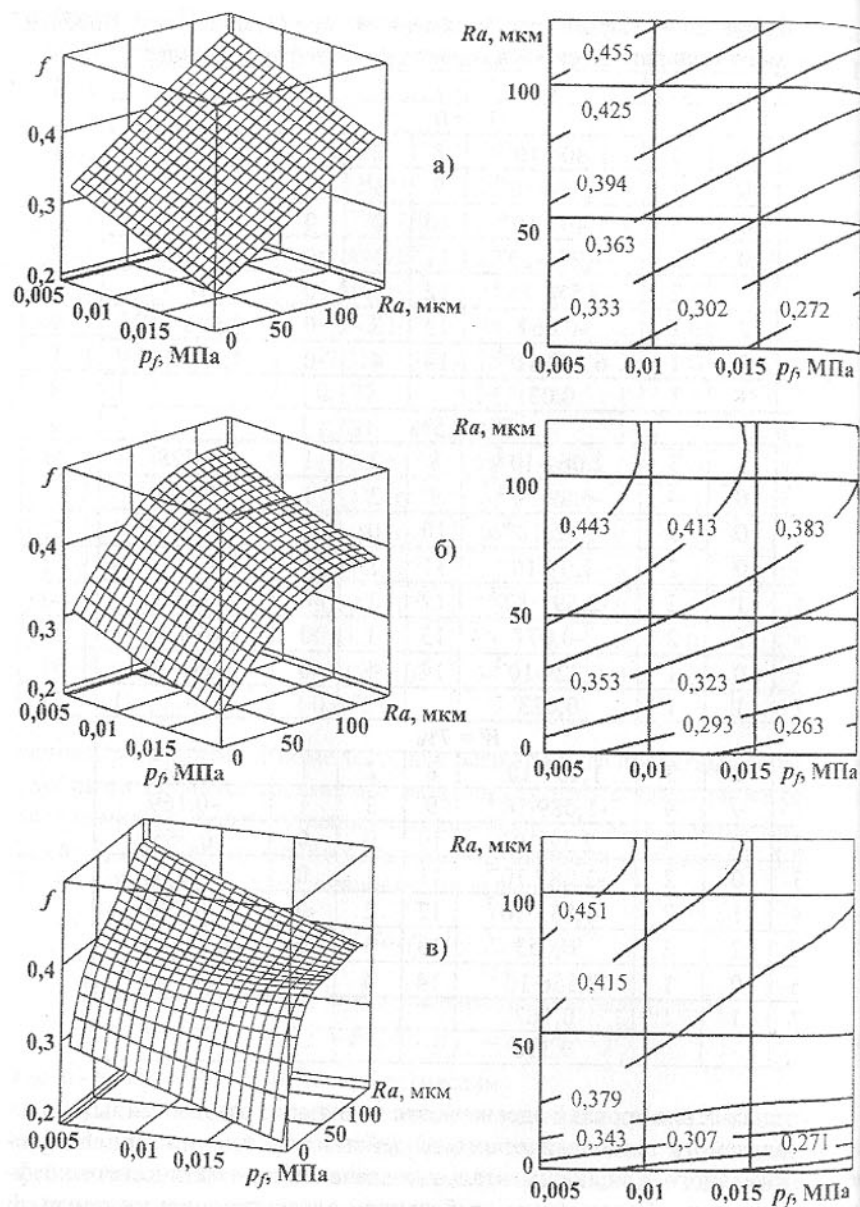


Рис.2. Графическая интерпретация трехмерных моделей изменения коэффициента трения для значения влажности $W = 0$ при порядке полиномов: а) $m = 1$; б) $m = 2$; в) $m = 4$

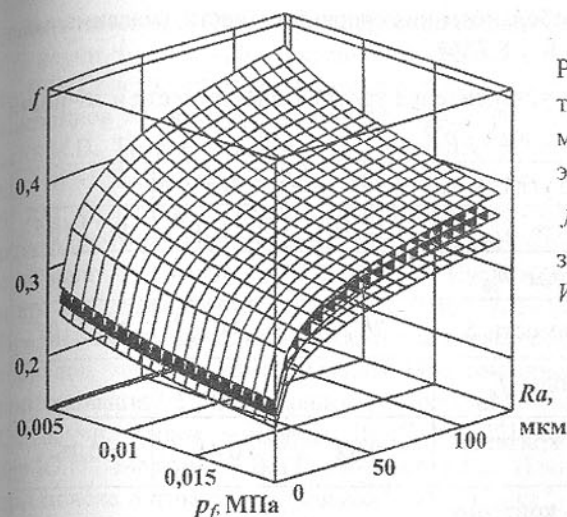


Рис.3. Графическая интерпретация трехмерных моделей изменения коэффициента трения вида $f = c \cdot Ra^{k_1} \cdot p_f^{k_2}$ для значений влажности $W = 0; 3,5\%; 7\%$

Таблица 3. Данные для установления уровня адекватности и точности четырехмерных моделей множественной нелинейной регрессии управляемого технологического воздействия

Порядок полинома m	1	2	3	4
Дисперсия адекватности S_{ad}^2	$4,07 \cdot 10^{-4}$	$1,68 \cdot 10^{-4}$	$2,28 \cdot 10^{-5}$	$1,12 \cdot 10^{-5}$
Число степеней свободы f_{ad}	92	86	76	61
Дисперсия воспроизводимости S_e^2	$2,54 \cdot 10^{-4}$			
Число степеней свободы f_e	192			
Расчетное значение F -критерия Фишера	1,6	0,66	0,09	0,044
Табличное значение F -критерия Фишера (при уровне значимости $q=0,05$)	1,35	1,36	1,39	1,44
Средняя погрешность $\Delta_{cp}, \%$	4,4	2,8	0,9	0,5
Максимальная погрешность $\Delta_{max}, \%$	23,3	12,9	5,9	2,0

более высоких порядков. Анализ данных для оценки адекватности и погрешности трехмерных моделей управляемого технологического воздействия вида $f(Ra, p) = c \cdot Ra^{k_1} \cdot p^{k_2}$ (табл. 4) при фиксированных значениях влажности W показал, что, удовлетворяя требованиям адекватности, они

также приближаются к требованиям инженерной точности (максимальная погрешность составляет 6,6 ... 8,7 %).

Таблица 4. Данные для установления уровней адекватности и точности модели вида $f(Ra, p_f) = c \cdot Ra^{k_1} \cdot p_f^{k_2}$

Влажность разрушенного угля W , %	0	3,5	7
Дисперсия адекватности $S_{ад}^2$	$1,17 \cdot 10^{-4}$	$1,12 \cdot 10^{-4}$	$0,77 \cdot 10^{-4}$
Число степеней свободы $f_{ад}$	17		
Дисперсия воспроизводимости S_{σ}^2	$2,75 \cdot 10^{-4}$	$2,74 \cdot 10^{-4}$	$2,12 \cdot 10^{-4}$
Число степеней свободы f_{σ}	40		
Расчетное значение F - критерия Фишера	0,42	0,41	0,36
Табличное значение F - критерия Фишера (при уровне значимости $q=0,05$)	1,89		
Средняя погрешность $\Delta_{ср}$, %	2,56	2,72	2,18
Максимальная погрешность Δ_{max} , %	6,6	8,7	7,5

Выводы.

1. Разработанные регрессионные модели изменения кинематического коэффициента трения разрушенного угля по металлу качественно хорошо коррелируются с известными в триботехнике закономерностями изменения кинематического коэффициента трения металла по металлу и адекватно устанавливают соответствующие количественные соотношения в исследованном диапазоне возможного изменения параметров систем активной выгрузки угля $Ra=1,5...125$ мкм, $p=0,005...0,02$ МПа, $W=0...7$ %.
2. Наиболее приемлемыми для практического использования с целью решения поставленных задач являются полиномиальные нелинейные модели множественной регрессии четвертого порядка, обеспечивающие достаточную степень адекватности и точности (максимальная погрешность не превышает 5 %). Модели более высоких порядков являются существенно более громоздкими (хотя и вполне приемлемыми для расчетов при помощи ПЭВМ), а модели более низких порядков не обеспечивают необходимую степень адекватности и точности.

Список литературы: 1. Нечепав В.Г. Проблемы и пути повышения качества шнековых исполнительных органов очистных комбайнов для

тонких пластов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. научн. трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2000. Вып.10. С.178-188. 2. Нечепав В.Г. Совершенствование шнековых исполнительных органов угольных комбайнов // Тяжелое машиностроение. 2000. №2. С.35-37. 3. Крагельский И.В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с. 4. Хрущов М.М., Бабичев М.А. Абразивное изнашивание. – М.: Наука, 1977. – 252 с. 5. 273. Суслов А.Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей. – М.: Машиностроение, 1987. – 208 с. 6. Качество машин: Справочник. В 2 т. Т1./ .Г. Суслов, Э.Д. Браун, Н.А. Виткевич и др. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с. 7. Нечепав В.Г., Гнисько А.Н. Предпосылки и методика определения характеристик трения сыпучих материалов, перемещаемых механо-гидродинамическими системами транспортирования// Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. научн. трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2001. Вып.17. С.118-123. 8. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий – М.: "Наука", 1976. – 280 с. 9. Красовский Г.И., Филаретов Г.Ф. Планирование эксперимента. – Мн.: Изд-во БГУ, 1982. – 302 с.

Статья поступила в редакцию 23.01.2002 г.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КООРДИНАТ ТОЧКИ КОНТАКТА ПРОФИЛЕЙ ИЗНОШЕННЫХ ЗУБЬЕВ

Онищенко В.П. (ДонГТУ, Донецк, Украина)

The article represents the tasks and methods of their decisions allowing to determine a position of a contact point of the profiles worn teeth in fixed and mobile (connected with rotating wheels) systems of the co-ordinates. This information gives opportunity to determine the geometrical, kinematics and force parameters of the gear transmission and, as the consequence, to estimate more reliably carrying capacity of the drive.

Известные теории зацепления описывают обычно зацепление сопряженных профилей, то есть таких профилей, которые обеспечивают непрерывное зацепление при заданном, как правило, постоянном, значении передаточного числа. К этим профилям относятся, в частности, профили зубьев наиболее распространенного эвольвентного зацепления. Характерной особенностью эвольвентного зацепления является то, что общая нормаль к профилям, будучи касательной к основным окружностям с неподвижными центрами, пересекает линию центров в одной и той же точке в любой момент времени. Соответственно, линия зацепления является прямой линией.

В процессе эксплуатации зубчатых передач их зубья изнашиваются

неравномерно, в результате чего их профили перестают быть эвольвентными. Общая нормаль к профилям изношенных зубьев в соответствии с основным законом зацепления пересекает линию центров в разных точках (мгновенных центрах скоростей), что приводит к искривлению линии зацепления [1]. Непостоянство положения мгновенного центра скоростей приводит к тому, что значение передаточного числа становится переменным. В связи с этим, а также тем, что некоторые характеристики зацепления профилей с изношенными зубьями (например, скорость скольжения) меняется незначительно, изношенные профили можно назвать *квасисопряженными*.

В связи с тем, что для описания квазисопряженных профилей и определения характеристик контакта математический аппарат эвольвентного зацепления не может быть применен в полной мере, возникает необходимость в разработке новых подходов для анализа зацепления изношенных профилей зубьев [2].

Основным параметром, определяющим практически все характеристики зацепления, являются координаты контактной точки в функции угла поворота ведущего звена или времени зацепления. В основу определения положения точки касания профилей положено известное из дифференциальной геометрии утверждение, что при касании плоских кривых их касательные в точке касания совпадают.

Схема определения координат точки контакта квазисопряженных профилей представлена на рис. 1 [2,3].

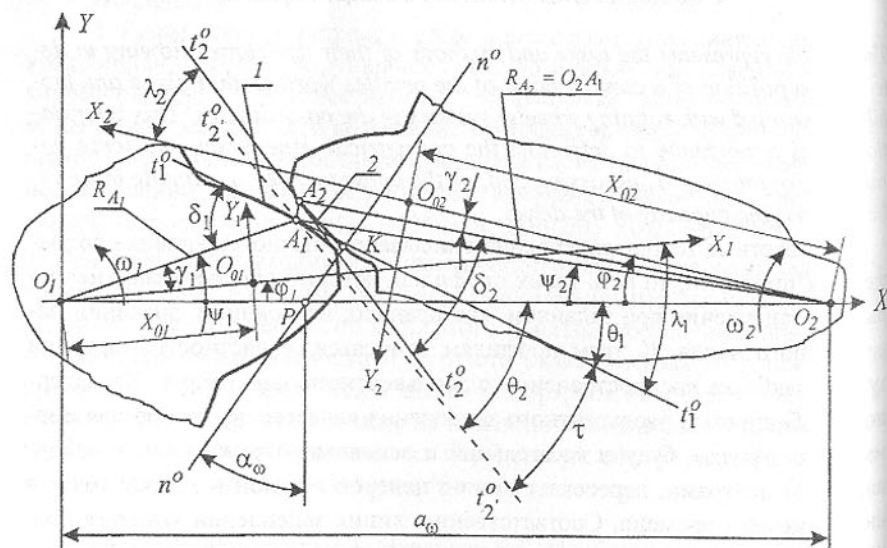


Рис. 1. Схема определения координат точки контакта изношенных профилей

Два профиля 1 и 2, описанные интерполяционными функциями $Y_{S1} = Y_{S1}(K_{S1}, X_1)$ в системе координат $X_1O_1Y_1$ и $Y_{S2} = Y_{S2}(K_{S2}, X_2)$ в системе координат $X_2O_2Y_2$, вращаются вместе с этими системами вокруг неподвижных центров O_1 и O_2 , зафиксированных в неподвижной системе координат XO_1Y . Кроме того, профиль 2 дополнительно описывается функцией $Y_{S2} = Y_{S2}(K_{R2}, R_2)$. Величины K_{S1} , K_{S2} и K_{R2} представляют собой массивы коэффициентов интерполяционных функций.

Положение ведущего звена - профиля 1 - задается в этой системе углом φ_1 , отсчитываемым от положительного направления оси O_1X в сторону его угловой скорости ω_1 . Положение ведомого профиля 2 отсчитывается от оси O_1X также в направлении его вращения, то есть по часовой стрелке.

На профиле 1 выделяется некоторая точка $A_1(X_1, Y_{S1})$ радиус-вектор которой $R_{A1} = \sqrt{(X_{O1} + X_1)^2 + Y_{S1}^2}$ составляет с осью O_1X угол ψ_1 :

$$\psi_1 = \varphi_1 + \gamma_1 = \varphi_1 + \arctg \frac{Y_{S1}}{X_{O1} + X_1}, \quad (1)$$

Через точку A_1 проводится касательная $t_1^0 - t_1^0$, положение которой в подвижной системе координат относительно оси O_1X_1 определяется углом λ_1 по значению первой производной от интерполяционной функции:

$$\lambda_1 = \pi - \arctg(\dot{Y}_{S1}(X_1)). \quad (2)$$

По углу λ_1 можно найти угол между касательной $t_1^0 - t_1^0$ и радиус-вектором R_{A1} : $\delta_1 = \gamma_1 + \lambda_1$, что дает возможность определить положение касательной $t_1^0 - t_1^0$ в неподвижной системе координат через угол θ_1 :

$$\theta_1 = \delta_1 - \psi_1. \quad (3)$$

Из центра O_2 в точку A_1 проводится отрезок $R_2 = A_1O_2 = \sqrt{(a_{\omega} - R_{A1} \cos \psi_1)^2 + (R_{A1} \sin \psi_1)^2}$, который составляет с осью O_1X угол ψ_2 :

$$\psi_2 = \arctg \frac{R_{A1} \sin \psi_1}{a_{\omega} - R_{A1} \cos \psi_1}. \quad (4)$$

Координаты точки A_2 в подвижной системе $X_2O_2Y_2$ из очевидных зависимостей будут равны: $X_2 = \sqrt{R_2^2 - Y_{S2}^2} - X_{O2}$ и $Y_{S2} = Y_{S2}(K_{R2}, R_2)$.

Отрезок R_2 поворачивается вокруг центра O_2 до совмещения его конца с профилем 2 в точке A_2 , через которую проводится касательная $t_2^0 - t_2^0$, положение которой определяется соответствующими углами λ_2 и δ_2 :

$$\lambda_2 = \pi - \arctg(\dot{Y}_{S2}(X_2)), \quad (5)$$

$$\delta_2 = \lambda_2 + \gamma_2 = \lambda_2 + \arctg \frac{Y_{S2}}{X_{O2} + X_2}. \quad (6)$$

Затем отрезок R_2 поворачивается в исходное положение вместе с касательной $t_2^0 - t_2^0$, которая в этом положении (когда конец отрезка R_2 находится в точке A_1), обозначенная как $t_2^0 - t_2^0$, составит с неподвижной осью O_1X угол $\theta_2 = \delta_2 + \psi_2$.

Угол τ между касательными $t_1^0 - t_1^0$ и $t_2^0 - t_2^0$, приведенными в точку A_1 , будет равен:

$$\tau = \theta_2 - \theta_1. \quad (7)$$

Значения координат точки A_1 , при которых угол τ равен нулю (касательные совпадают) и определяют положение точки K - точки касания несопряженных профилей.

В связи с тем, аналитически решить уравнение 7 относительно X_1 не представляется возможным, задача может быть решена применением одного из численных методов - дихотомии, хорд, секущих и др. с использованием соответствующих компьютерных технологий.

Таким образом, задача определения точки контакта сводится к решению трансцендентного уравнения с одним неизвестным - X_1 - вида:

$$|(\gamma_2 + \lambda_2 + \psi_2) - (\gamma_1 + \lambda_1 - \psi_1)| \leq \varepsilon_\lambda, \quad (8)$$

где ε_λ - точность решения уравнения по углу λ , которую можно в первом приближении принимать численно равной допустимой погрешности определения передаточного числа исследуемой передачи: $\varepsilon_\lambda = (0.0001 \div 0.0002)u$.

По найденному корню уравнения (8) - X_1 вычисляются координаты точки K в неподвижной и поворотных системах координат, положение профиля 2, определяемое углом $\varphi_2 = \psi_2 + \gamma_2$, а также угол зацепления $\alpha_\omega = \theta_1 = \theta_2$, определяемый как угол между общей нормалью $n^0 - n^0$ к профилям и перпендикуляром к линии центров O_1O_2 .

Общая нормаль к профилям $n^0 - n^0$, определяет линию действия нормальной силы в зацеплении, а точка пересечения этой нормали с осью O_1X представляет собой положение мгновенного полюса зацепления P .

На основании результатов, полученных для множества значений угла поворота ведущего звена $\varphi_{1\min} \leq \varphi_1 \leq \varphi_{2\max}$, выполняется исследование кинематики зацепления квазисопряженных (изношенных) профилей.

Однако анализ результатов определения координат точки касания профилей по рассмотренной методике показал, что зона нулевого значения корня уравнения (8) имеет значительную протяженность. Поэтому определение корня с требуемой точностью возможно только для профилей, описываемых аналитическими функциями, например эвольвентных, тогда как для квазисопряженных профилей, описанных аппроксимирующими (с последующей сплайновой интерполяцией) функциями, найти точное решение весьма затруднительно. В связи с этим решение задачи разбивается на два этапа.

На первом этапе производится предварительное определение зоны контакта квазисопряженных профилей, так как в отличие от эвольвентных профилей, для которых точка контакта всегда располагается на прямой, касательной к основным окружностям, линия зацепления изношенных зубьев является криволинейной, форма ее заранее неизвестна и подлежит определению.

Для этого, при заданном угле φ_1 , определяющем положение ведущего звена, ведомый профиль устанавливается в такое положение, чтобы между профилями в направлении теоретической линии зацепления был зазор E , равный 1-2% от модуля зацепления (рис. 2).

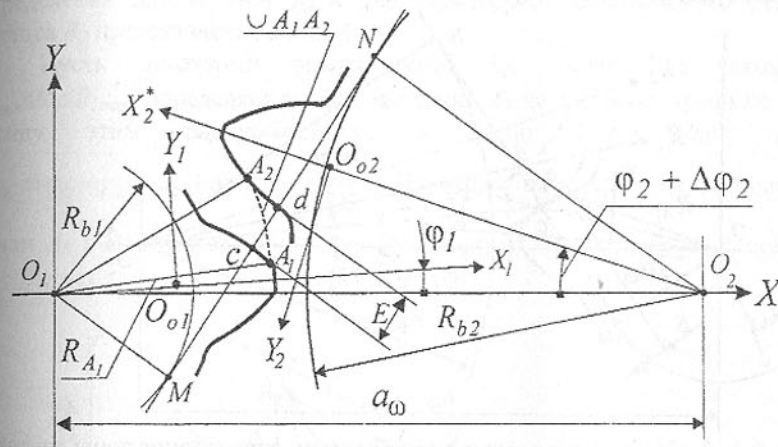


Рис. 2. Схема предварительного определения положения зоны контакта изношенных профилей зубьев

В этом положении для текущего значения абсциссы ведущего профиля X_1 (в подвижной системе координат $X_1O_1Y_1$) вычисляется радиус-вектор R_{A1} , определяющий положение точки A_1 на профиле. Затем радиус-вектор R_{A1} поворачивается относительно центра O_1 , при этом его конец описывает дугу до пересечения с ведомым профилем в точке A_2 - $\cap A_1A_2$. Изменяя X_1 в пределах рабочей части ведущего профиля $X_{\min} \leq X_1 \leq X_{\max}$, можно найти минимальное значение длины дуги $\cap A_1A_2$.

Однако, как уже отмечалось, зона минимального значения этой дуги является весьма протяженной, в связи с чем целесообразно ограничить ее, приняв допущение, что искомая точка контакта находится в средней части этой зоны в пределах ширины полосы герцовского контакта.

На втором этапе в пределах выделенной зоны методом дихотомии (половинного деления) решается трансцендентное уравнение (8) и определяются параметры контакта.

Таким образом, для решения задачи определения координат контакт-

ной точки по предложенной схеме необходимо предварительно решить две вспомогательные задачи:

- развести профили на расстояние E ,
- найти длину дуги, описываемой текущим радиус-вектором R , до ее пересечения с контактируемым профилем.

Задача определения положения ведомого звена при разводе профилей сводится к определению по заданному положению ведущего профиля φ_1 положения ведомого профиля, определяемого углом φ_2 , при котором расстояние между профилями, измеренное по теоретической линии зацепления MN , будет равно $cd=E$ (рис. 3).

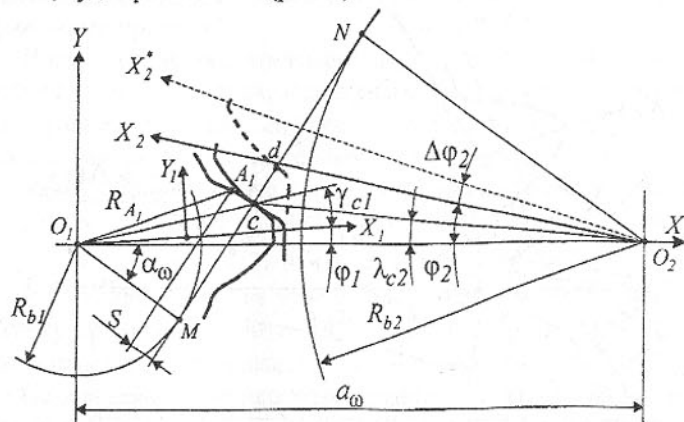


Рис. 3. Схема подготовки к первому этапу определения зоны контакта изношенных профилей зубьев

Для текущего значения радиус-вектора R_{A_1} вычисляется разность между радиусом основной окружности R_{b1} и проекцией R_{A_1} на направление отрезка O_1M , то есть отрезок S , равенство которого нулю является условием пересечения ведущим профилем теоретической линии зацепления

$$S = R_{b1} - R_{A_1} \cos(\alpha_\omega + \varphi_1 + \gamma_{A_1}) = 0. \quad (9)$$

Корнем уравнения (9), решаемого численным методом, является радиус-вектор R_{c1} (при $S=0$ $R_{A_1} = R_{c1}$) и, соответственно, его угловая координата γ_{c1} , что позволяет вычислить координаты точки c в неподвижной системе координат XO_1Y : $X_{c1} = R_{c1} \cos(\gamma_{c1} + \varphi_1)$ и $Y_{c1} = R_{c1} \sin(\gamma_{c1} + \varphi_1)$.

По этим координатам находится радиус-вектор $R_{c2} = \sqrt{(a_\omega - X_{c1})^2 + Y_{c1}^2}$ и его положение относительно оси O_1X , определяемое углом $\lambda_{c2} = \arctg \frac{Y_{c1}}{a_\omega - X_{c1}}$.

Соответственно, положение ведомого профиля определится углом

$\varphi_2 = \lambda_{c2} + \gamma_{c2}$, который после раздвижки профилей на расстояние E увеличится на $\Delta\varphi_2$: $\varphi_2' = \varphi_2 + \Delta\varphi_2 = \varphi_2 + \frac{E}{R_{b2}}$.

После того, как подвижные системы координат квазисопреженных профилей $X_1O_1Y_1$ и $X_2O_2Y_2$, зафиксированы в неподвижной системе углами φ_1 и φ_2' при наличии зазора E между ними, можно найти длину дуги, описываемой концом текущего радиус-вектора R , до пересечения с контактируемым профилем. Решение этой задачи несколько упрощается, если дугу между профилями определять по радиус-вектору ведомого звена R_2 . Схема определения длины этой дуги для некоторого произвольного радиус-вектора R_2 представлена на рис. 4.

Пусть некоторый радиус-вектор R_2 , взятый из интервала $R_{2min} \leq R_2 \leq R_{2max}$, определяет положение точки A_0 на ведомом профиле. Угол между этим радиус-вектором и осью O_1X будет равен $\lambda_{2A_0} = \varphi_2' - \gamma_2 = \varphi_2' + \arctg \frac{Y_{S2}}{X_{O2} + X_2}$. По этому определяются координаты точки A_0 в неподвижной системе координат XO_1Y : $X_{A_0} = a_\omega - R_2 \cos \lambda_{2A_0}$, $Y_{A_0} = R_2 \sin \lambda_{2A_0}$.

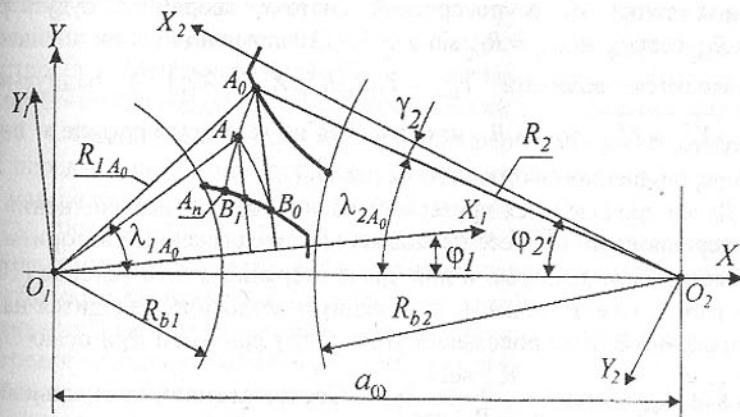


Рис. 4. К определению длины дуги $\cup A_0A_n$, описанной радиус-вектором R_2

Затем из центра O_1 в точку A_0 проводится радиус-вектор $R_{1A_0} = \sqrt{X_{A_0}^2 + Y_{A_0}^2}$, положение которого в неподвижной системе координат определяется углом $\lambda_{1A_0} = \arctg \frac{Y_{A_0}}{X_{A_0}}$, а в подвижной $X_1O_1Y_1$ — углом

$$\lambda_{A_0} = \lambda_{1A_0} - \varphi_1.$$

Соответственно, точка A_0 в подвижной системе $X_1O_1Y_1$ определится

координатами $X_{1A_0} = R_{1A_0} \cos \psi_{1A_0}$ и $Y_{1A_0} = R_{1A_0} \sin \psi_{1A_0}$. По значению X_{1A_0} находится ордината $Y_{S1B_0} = Y_{S1} B_0 (K_{S1}, X_{1A_0} - X_{01})$ и радиус-вектор $R_{1B_0} = \sqrt{X_{1A_0}^2 + Y_{S1B_0}^2}$ точки B_0 , находящейся на ведущем профиле и перпендикуляре, опущенном из точки A_0 на ось O_1X_1 .

Условием пересечения дуги, описываемой концом радиус-вектора R_2 , с ведущим профилем является равенство ординат точек B_0 и A_0 в подвижной системе координат $X_1O_1Y_1$:

$$|Y_{1A_0} - Y_{S1B_0}| \leq \varepsilon, \quad (10)$$

где ε - требуемая точность вычислений.

При невыполнении условия (10) итерационный процесс продолжается. Для этого радиус-вектор R_{1B_0} поворачивается вокруг центра O_1 пока дуга, описываемая его концом, не пересечется с дугой, описанной концом радиус-вектора R_2 . Положение радиус-вектора $R_{1A_1} = R_{1B_0}$ точки пересечения этих дуг A_1 в неподвижной и подвижной системах координат определяется

углами $\lambda_{1A_1} = \arccos \frac{\sqrt{R_{1A_1}^2 + a_\omega^2 - R_2^2}}{2R_{1A_1}a_\omega}$ и $\lambda_{1A_1} = \lambda_{1A_1} - \varphi_1$. Соответственно, координаты точки A_1 в поворотной системе координат будут равны

$X_{1A_1} = R_{1A_1} \cos \psi_{1A_1}$ и $Y_{1A_1} = R_{1A_1} \sin \psi_{1A_1}$. Аналогично, по значению X_{1A_1} находится ордината $Y_{S1B_1} = Y_{S1} B_1 (K_{S1}, X_{1A_1} - X_{01})$ и радиус-вектор $R_{1B_1} = \sqrt{X_{1A_1}^2 + Y_{S1B_1}^2}$ точки B_1 , находящейся на ведущем профиле и перпендикуляре, опущенном из точки A_1 на ось O_1X_1 .

Далее производится проверка условия (10), при невыполнении которого итерационный процесс продолжается. Предложенный алгоритм обладает быстрой сходимостью и при числе итераций $n=5 \div 6$ условие (10) уже выполняется, то есть точка A_n дуги радиуса-вектора R_2 находится на ведущем профиле. В этом положении угол между радиусом R_2 и осью O_1X будет равен $\lambda_{2A_n} = \arctg \frac{R_{1A_n} \sin \lambda_{1A_n}}{a_\omega - R_{1A_n} \cos \lambda_{1A_n}}$. Соответственно, центральный угол дуги $\angle A_0A_n$ определится как $\theta = \lambda_{2A_0} - \lambda_{2A_n}$.

Окончательно, искомая длина дуги для данного радиус-вектора R_2 будет равна $S_{A_0A_n} = R_2 \theta$. Множество длин дуг, вычисленное для радиус-векторов из интервала $R_{2min} \leq R_2 \leq R_{2max}$, служит, как показано выше, для выделения зоны контакта изношенных профилей.

На основе рассмотренных положений разработаны теоретические основы и созданы соответствующие численные методы для определения геометрических параметров контакта в абсолютном и относительном движении контактирующих профилей изношенных зубьев. Это позволило раз-

работать методику построения линии зацепления, определения угла зацепления и передаточного числа с учетом упругих свойств контактирующих зубьев и того обстоятельства, что в зоне двух парного зацепления силы, действующие в контактирующих парах, в общем случае не лежат на одной прямой. С целью практической реализации разработанных численных методов определения геометрических и кинематических параметров контакта изношенных зубьев создан комплекс пакетов прикладных компьютерных программ с дружественным интерфейсом для пользователя, что позволило определить геометрические [2] и динамические [5] параметры зацепления изношенных зубчатых колес, а так разработать методику прогнозирования их износа [4,6].

Список литературы: 1. Пехович Э.Г., Онищенко В.П. Молдавский Л.А.: Износ и долговечность зубчатых колес угледобывающих комбайнов. Известия высших учебных заведений, "Горный журнал" №9 1972, с.103-109. 2. Онищенко В.П. Геометрична модель зацеплення зубчастої передачі із зношеними зубцями // Міжвідомчий науково-технічний збірник "Прикладна геометрія та інженерна графіка", випуск 68. Київський національний університет будівництва і архітектури. Київ, - 2001. - С. 57-62. 3. Онищенко В.П. Математическое описание профилей зубьев при моделировании их изнашивания // Прогрессивные технологии и системы машиностроения, Международный сборник научных трудов. Выпуск 10. - Донецк: Донецкий государственный технический университет. - 2000. - С. 188-197. 4. Онищенко В.П. Прогнозирование формы профилей зубьев зубчатых передач в результате их износа // Прогрессивные технологии и системы машиностроения, Международный сб. научных трудов. - Донецк, ДонГТУ, 1998 вып.5. - С. 155-163. 5. Онищенко В.П., Войнаровски Юзеф Кинетика динамической нагрузки в процессе эксплуатации зубчатой передачи. «Доповіди Національної Академії Наук України», №4, 1998. С. 81-88. 6. Онищенко В.П. Моделирование эксплуатационного износа зубьев зубчатых передач угольных комбайнов // «Известия Донецкого горного института», Всеукраинский научно-технический журнал горного профиля №1 2001, с. 12-16. Донецкий Национальный технический университет, Донецк. *Статья поступила в редакцию 17.01.2002 г.*

ОПТИМИЗАЦИЯ СХЕМ КОМПЛЕКТОВАНИЯ СБОРОЧНЫХ ТЕХПРОЦЕССОВ

Панасюк В. А., Денисова Н.А., Зинченко А.М.
(ДГМИ, г. Алчевск, Украина)

Now succession of joint of parts at assembly of the ambulance is made out by

the way schemas of acquisition. The correctly formed schema of acquisition allows considerably to facilitate designing a manufacturing process of assembly, to reduce expenditures by technological opening-up of production, to minimize errors at consequent designing of assembly of an article (work piece). In the given paper the algorithm of forming of the schemas of acquisition permitting largely to automatize this process is offered.

В настоящее время последовательность соединения деталей при сборке машины оформляется в виде схемы комплектования. Правильно сформированная схема комплектования позволяет значительно облегчить процесс проектирования технологического процесса сборки, снизить затраты на технологическую подготовку производства, минимизировать ошибки при последующем проектировании техпроцесса сборки изделия. Такие схемы строятся с использованием условных графических элементов, в которые заносится информация о номере и количестве деталей, участвующих в процессе сборки. В общем случае, схему комплектования можно представить следующим образом (рис. 1).

Подобные схемы являются весьма удобным способом представления информации о последовательности включения деталей в сборочную единицу. Разработка схем комплектования производится, в основном, вручную, занимая значительное время высококвалифицированного инженерного персонала. Кроме того, значительное количество деталей, входящих в сборочную единицу, число которых может достигать нескольких тысяч, делает процесс разработки схемы комплектования неэффективным и трудоемким. Сложные изделия и сборочные единицы могут иметь значительное количество вариантов сборки, что приводит к необходимости решения оптимизационной задачи по выбору наилучшего варианта. Указанные трудности могут быть преодолены при использовании средств вычислительной техники и соответствующего программного обеспечения.

Использование ЭВМ при формировании схем комплектования, предполагает комплексное решение следующих задач:

1. Обеспечение ввода исходных данных в память машины.
2. Выявление базовых деталей на всех этапах разработки схемы комплектования (для групп, подгрупп и т. д.).
3. Выявление групп и подгрупп первого, второго и т. д. порядка, в соответствии с принятым правилом их определения.
4. Определение последовательности включения групп, подгрупп, а также отдельных деталей в схему комплектования.
5. Разработка нескольких альтернативных вариантов решений для их сравнительного анализа с целью выявления наиболее оптимального.
6. Обеспечение интерактивности процесса разработки и возможности оперативного внесения изменений в схему комплектования в ходе работы.
8. Укрупненную оценку затрат времени на сборку по данной схеме комплектования.

9. Графическое построение схемы комплектования на экране монитора и получение твердой копии.

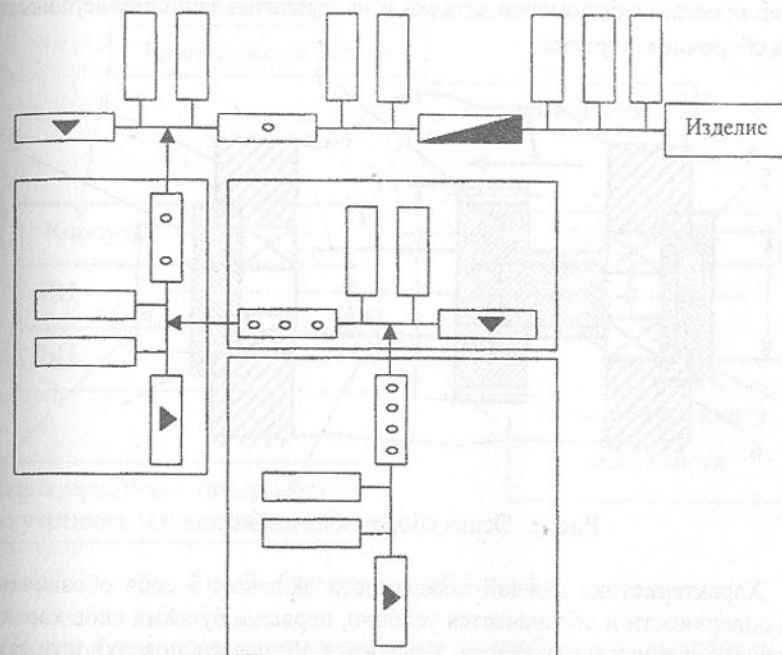


Рис. 1. Схема комплектования техпроцесса сборки изделия.

Важной задачей является обеспечение простоты ввода информации в память машины с минимальными временными затратами. Поскольку при разработке схемы комплектования приходится иметь дело с графическими объектами (сборочный чертеж) необходимым условием становится разработка модели, представляющей чертеж узла в удобной для понимания машиной форме.

Исходными данными для разработки схемы комплектования является сборочный чертеж изделия с обозначением позиции каждой отдельной детали. На основании сборочного чертежа формируется графовая модель изделия в виде плоского графа, в котором каждая деталь представляется в виде небольшой таблицы включающей в себя:

1. Наименование детали: вал, корпус, кольцо и т.д.
2. Характеристика поверхности: наружная цилиндрическая, внутренняя коническая и т.д.
3. Основной параметр для данной поверхности: диаметр, длина и т.д.

Для однозначности распознавания машиной деталей, каждой из них присваивается определенное наименование. В первую очередь выбирается направление записи поверхностей для каждой детали, а затем в этой по-

следовательности заносят их параметры в таблицу. Направление можно задавать для каждого типа детали отдельно. На рисунке 2 представлен пример простановки номеров деталей и направления записи поверхностей ($\vec{l}$) на сборочном чертеже.

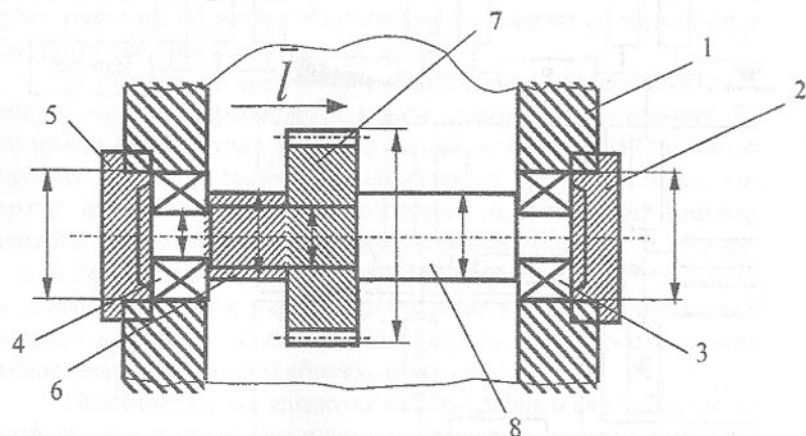


Рис. 2. Эскиз сборочной единицы.

Характеристика каждой поверхности включает в себя обозначение типа поверхности и обозначается условно, первыми буквами слов характеризующих признак поверхности. Условимся обозначать поверхности так:

Наружная – Н, внутренняя – В, цилиндрическая – Ц, коническая – К, плоская – П, свободная – С.

Используя эти обозначения, можно построить исходный граф. При этом линии, соединяющие отдельные строки различных таблиц это связи, показывающие какие поверхности находятся в сопряжении.

Такой граф представляет собой базу данных, каждая ячейка которого представлена в виде небольшой таблицы, состоящей из шапки, где записана информация об отдельной детали в виде имени и позиции, а также самой таблицы, в строках которой записаны характеристика поверхности и основной параметр поверхности. На рисунке 3 представлена структура ячейки графа.

Использование "шапок" ячеек позволяет составить граф, который практически полностью описывает структуру сборочной единицы.

Базу данных, в которой хранятся исходные сведения о сборочной единице, можно представить в виде текстового файла. При создании такой базы необходима специальная компьютерная программа, представляющая собой пользовательский интерфейс максимально приближенный к реальному графу. Ввод данных осуществляется простым вводом текста в соответствующие строки и столбцы таблицы (ячейки графа).

На начальном этапе вводится имя, позиция, параметр каждой по-

верхности и характеристика поверхностей. Затем определяются связи между соответствующими поверхностями. Условимся называть совокупность этих связей "картой сопряжений".



Рис. 3. Структура ячейки графа

После формирования графовой модели необходимо выполнить ее оптимизацию, заключающуюся в определении оптимального порядка включения деталей в сборочную единицу так чтобы, с одной стороны процесс сборки занимал как можно меньше рабочего времени, а с другой стороны обеспечивалось удобство сборки.

При разработке метода оптимизации целесообразно использовать такой прием как выборка. Выборка заключается в определении того или иного объекта по заранее созданному шаблону. Процесс выборки осуществляется по определенному алгоритму (рис. 4).

Фактически это общий алгоритм, определяющий последовательность разработки схемы комплектования.

Рассмотрим подробнее каждый из этапов формирования схемы комплектования.

1. Создание базы данных производится вручную путем набора исходных данных с клавиатуры. Данные сохраняются в виде текстового файла.

2. Процесс выборки. Все элементы, занесенные в базу данных, загружаются в память, после чего из базы данных, в которой содержатся шаблоны, загружается один из шаблонов. Выбор того или иного шаблона определяется полнотой соответствия имени детали сборочной единицы и имени шаблона. Следующим этапом является сравнение имен всех

элементов входящих в сборочную единицу с приоритетными именами шаблонов. Все совпадения сохраняются для последующего использования. По окончании выборки имен в память машины загружаются все связи поверхностей деталей, и соответствующие детали отыскиваются в общей базе данных. Составленная последовательность деталей проверяется на возможность формирования группы.

3. Принадлежность к группе определяется путем проверки возможности снятия деталей в направлении вектора сборки-разборки, который выбирается заранее. Возможность или невозможность снятия деталей зависит от разности диаметров сопрягаемых деталей в направлении вектора сборки-разборки.

4. Последовательность включения деталей, не вошедших в группы, также определяется по шаблонам.

5. По полученным выборкам формируется графическое представление схемы комплектования.

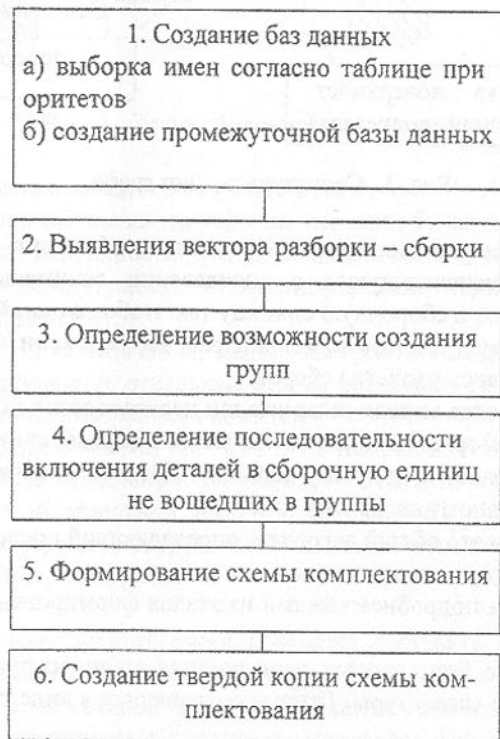


Рис. 4. Алгоритм формирования схемы комплектования техпроцесса сборки.

Таким образом, рассматриваемый метод формирования схемы комплектования основан на применении универсального алгоритма, позво-

ляющего осуществить процесс выборки и процесс анализа диаметральных размеров деталей, входящих в сборочную единицу. Эффективность метода можно значительно повысить путем формирования библиотек шаблонов. Шаблоны могут быть составлены на основании анализа типовых конструкций сборочных единиц. Библиотеки шаблонов позволят минимизировать участие человека в формировании оптимальной схемы комплектования сборочного техпроцесса и значительно сократить затраты времени на технологическую подготовку производства изделий.

Статья поступила в редакцию 16.01.2002 г.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ МАТРИЦЫ ШЛИФОВАЛЬНОГО ИНСТРУМЕНТА

Польченко В.В., Рыбина С.А. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The account of stresses in flow bundle of an elastic abrasive tool under operating of force of cutting is held. The fields of a stress distribution are obtained.

Шлифовальные инструменты на эластичных связках характеризуются способностью абразивных зерен погружаться в связку, под действием сил действующих на них со стороны обрабатываемого материала. При этом перемещение абразивного зерна не зависит или слабо зависит от перемещения соседних зерен. Погружение зерен в связку изменяет параметры рабочей поверхности шлифовального инструмента и, соответственно, характер протекания процесса резания. Это в свою очередь определяет основные показатели процесса шлифования: производительность шлифования и качество обработанной поверхности.

Анализ указанных явлений связан с изучением напряженно – деформированного состояния эластичной связки в месте контакта ее абразивным зерном под действием на него сил резания. Так как перемещение зерен в связке измеряется микрометрами, можно считать, что деформация элементов связки в рассматриваемом диапазоне подчиняется закону Гука [1]. Ряд авторов решали данную задачу [2,3], моделируя абразивное зерно шаром, что несколько искажает реальную геометрическую картину. Это позволяет рассматривать полученные ими результаты как предварительные, требующие дополнительных исследований. Поскольку решение данной задачи аналитическим методом связано с определенными трудностями, целесообразно для получения результата применить один из численных методов решения – метод конечных элементов [4].

По этому методу область, занимаемая телом, разбивается на конечные элементы. Чаще всего треугольники в плоских системах и тетраэдры в пространственных.

Внутри каждого элемента задаются некоторые функции формы, по-

звolyющие определить перемещения внутри элемента по перемещениям в узлах, т.е. в местах стыков конечных элементов. За координатные функции перемещения принимаются функции, тождественно равные нулю всюду, кроме одного конечного элемента, внутри которого они совпадают с функциями формы. В качестве неизвестных коэффициентов метода конечных элементов принимаются узловые перемещения.

После минимизации функционала энергии получается алгебраическая система уравнений, так называемая основная система. В методе конечных элементов существенную роль играют функции формы, точнее их интерполяционные свойства.

Это обстоятельство дает возможность использовать метод конечных элементов при решении разнообразных технических задач. Интерпретация метода конечных элементов состоит в том, что сплошная среда заменяется некоторой эквивалентной шарнирной системой, представляющей собой статически неопределимую, для решения которой используется метод перемещений.

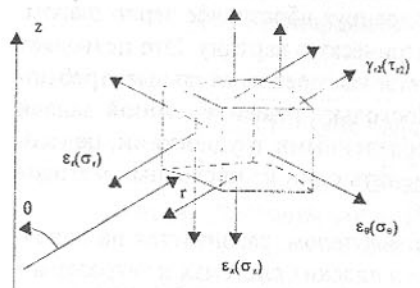
Для абразивного инструмента с ориентированным расположением зерен при условии моделирования абразивного зерна применяем бипараболоид вращения [5]. Рассматривая геометрию абразивного пространства и характер действия сил на абразивное зерно отметим, что перемещение абразивных зерен в шлифовальном инструменте происходит в основном под действием радиальной составляющей силы резания.

Поэтому задача определения перемещений и максимальных напряжений в связке сводится к осесимметричному напряженному состоянию.

В осесимметричном случае любое радиальное перемещение вызывает деформацию в окружном направлении, и так как напряжения в этом направлении не равны нулю, в рассмотрение должны быть введена четвертая компонента деформации и соответствующие напряжения.

В осесимметричном случае необходимо рассматривать четыре компоненты деформации. Это фактически все компоненты, которые могут быть отличны от нуля при осесимметричной деформации (рис. 1).

Все рассматриваемые компоненты вектора деформации можно выразить через перемещения с помощью соотношения:



$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_z \\ \varepsilon_r \\ \varepsilon_\theta \\ \gamma_{rz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{dv}{dz} \\ \frac{du}{dr} \\ \frac{u}{r} \\ \frac{du}{dz} + \frac{dv}{dr} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

Рис. 1. Векторы деформации

Матрица упругости $[D]$, связывающая деформации $\{\varepsilon\}$ и напряжения $\{\sigma\}$:

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_z \\ \sigma_r \\ \sigma_\theta \\ \tau_{rz} \end{Bmatrix} = [D] \cdot (\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}) \quad (2)$$

Для изотропного материала, которым является связка абразивного круга, матрицу $[D]$ получаем, полагая

$$\begin{aligned} E_1 = E_2 = E \\ \nu_1 = \nu_2 = \nu \end{aligned} \quad (3)$$

а также используя зависимость между упругими постоянными:

$$\frac{G_2}{E_2} = \frac{G}{E} = m = \frac{1}{2(1+\nu)}$$

Подстановка приведенных выражений в матрицу упругости $[D]$ для сложного анизотропного материала дает

$$[D] = \frac{E \cdot (1-\nu)}{(1+\nu) \cdot (1-2 \cdot \nu)} \begin{bmatrix} 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 \\ & 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 \\ & & 1 & 0 \\ \text{Симметрично} & & & \frac{1-2 \cdot \nu}{2 \cdot (1-\nu)} \end{bmatrix} \quad (4)$$

Подставляя выражение (4) в (2) получаем систему уравнений для определения напряжений в узловых точках элемента.

Данная задача решалась численным методом с использованием программного комплекса ZENIT, предназначенного для расчета напряжений и деформаций при статическом приложении внешних нагрузок. Программный комплекс ZENIT предусматривает возможность расчета конструкций из разных материалов для отдельных частей, что необходимо для рассмотрения напряженно-деформированного состояния системы «абразивное зерно - связка».

При разработке модели элемента эластичного шлифовального инструмента, включающего абразивное зерно, расположенное на поверхности круга, и прилегающий к нему объем связки, были приняты следующие допущения:

1. Алмазное зерно моделируется бипараболоидом вращения. Физико-механические характеристики модели соответствуют характеристикам синтетических алмазов.

2. Алмазное зерно ориентировано большим размером перпендикулярно поверхности связки.

3. Алмазное зерно жестко связано с эластичной матрицей.
4. Влиянием соседних алмазных зерен на деформацию матрицы пренебрегаем.
5. Объем связки рассматриваем как идеальное полупространство.
6. Материал матрицы шлифовального круга считаем изотропным и линейно-упругим.
7. При решении задачи рассматриваем действие только нормальной составляющей силы резания. Точка приложения силы лежит на оси модели зерна.

Задача определения напряженно-деформированного состояния связки шлифовального инструмента решалась для ряда значений нормальных усилий на зерне, изменяющихся от $P=0,001$ Н до $P=0,1$ Н. Данный интервал включает усилия, действующие на алмазное зерно на операциях тонкого шлифования и предварительного полирования природного камня [5, 6].

При решении задачи рассматривались варианты упругой матрицы с различными физико-механическими свойствами: модулем упругости E и коэффициентом Пуассона ν . Рассматриваемые значения E и ν соответствуют реальным величинам для связок на основе композиции эпоксидной диановой смолы ЭД-20 и силоксанового каучука КЛС-55 при различном соотношении компонентов. При этом модуль упругости композиции принимал значение от $E=1000$ МПа до $E=3500$ МПа, соответственно коэффициент Пуассона от $\nu=0,43$ до $\nu=0,34$.

Задаваемые при решении кинематические граничные условия характеризуют отсутствие перемещений в узлах, лежащих на поверхности связки на границе сетки. Граница сетки задавалась из условий среднего расстояния между зернами при концентрации алмаза 25%. Характер распределения и величины напряжений, возникающие в связке шлифовального круга под действием усилий резания, определяют устойчивость абразивных зерен и, следовательно, интенсивность износа круга.

В рассматриваемой модели напряженное состояние матрицы шлифовального круга количественно оценивалось величиной эквивалентных напряжений $\sigma_{экв}$. Вследствие симметричного характера задачи величины напряжений рассматриваются в плоскости, проходящей через ось абразивного зерна. Графически величина напряжений для варианта, когда усилие на зерне $P=0,05$ Н, модуль упругости связки $E=1000$ МПа представлена на рис.2.

На рис. 2 представлен элемент «зерно-связка» в деформированном состоянии. В каждом элементе приведены значения эквивалентных напряжений $\sigma_{экв}$, МПа. Анализ поля величин эквивалентных напряжений в материале связки показывает, что по мере удаления элемента связки от алмазного зерна имеет общую тенденцию к уменьшению. На рисунках 3, 4 представлены изменения величин эквивалентных напряжений по мере удаления от поверхности зерна соответственно вдоль его оси и в перпендикулярном

направлении (ось x).

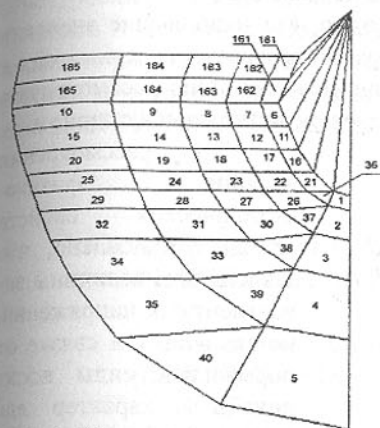


Рис. 1. Нумерация конечных элементов в связке

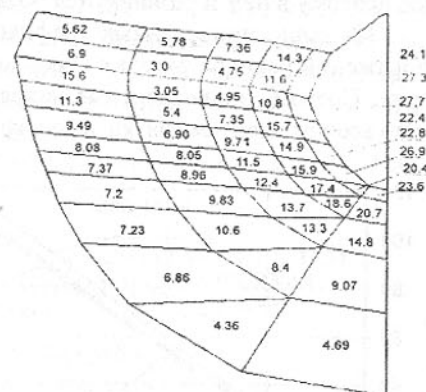


Рис. 2. Распределение эквивалентных напряжений по элементам

Из представленного на рис. 3 графика видно, что вдоль оси зерна напряжения в связке убывают практически линейно по мере удаления от поверхности зерна. А вдоль поверхности связки (рис. 4) зависимость не имеет однозначного характера: по мере удаления от зерна напряжения уменьшаются, а в последнем слое элементов расчетной сетки возрастают. Причем, при удалении рассматриваемого слоя от поверхности, расположенной по середине зерна, рост напряжений в последнем элементе уменьшается и при определенном удалении изменение напряжений является монотонно убывающим во всем диапазоне. Резкое увеличение напряжений в наиболее удаленном в направлении оси Ox элементе можно объяснить принятыми граничными условиями: отсутствием перемещений в крайних узлах дан-



Рис. 3. Распределение напряжений вдоль оси зерна



Рис. 4. Распределение напряжений параллельно поверхности связки

ных элементов. В результате данный элемент работает как консольная балка, поэтому в нем и развиваются большие напряжения.

Из выше приведенных графиков видно, что наибольшие значения напряжений располагаются в зоне, которая непосредственно примыкает к зерну. Поэтому эквивалентные напряжения целесообразно рассматривать не по всем элементам связки, а только в зоне контактирующей с зерном.

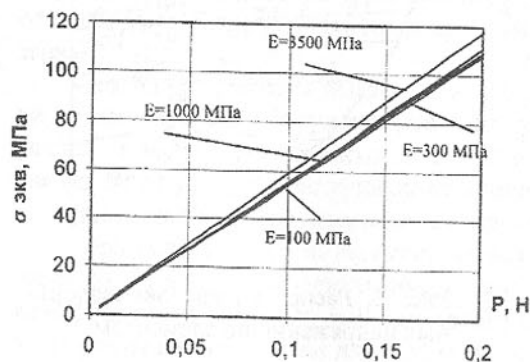


Рис. 5. Зависимость величины эквивалентных напряжений в связке от нормальной силы

$\varepsilon = 0,75$ приведено на рис. 5.

Коэффициент пропорциональности между величиной эквивалентных напряжений и силой определяется физико-механическими свойствами связки, в частности модулем упругости, коэффициентом Пуансона. С увеличением модуля упругости угол наклона прямой с осью абсцисс увеличивается.

Данная модель позволяет прогнозировать устойчивость абразивного зерна в связке и назначать рациональные режимы резания, обеспечивающие минимальный расход абразива.

Список литературы: 1. Резниковский М.М., Лукомская А.И. Механические испытания каучука и резины. — М.: Химия, 1968. — 500 с. 2. Олейников А.Б., Сенченков И.К., Рубцова И.Г. Влияние напряженно-деформированного состояния контакта зерно-связка на работоспособность кругов с режущим слоем из АЛШЛ // Сверхтвердые материалы. - 1987. - № 5. - С. 45-49. 3. Желобов Н.Г., Огарышев С.А., Петухов В.И. и др. Напряженно-деформированное состояние упругой матрицы при погружении абразивного зерна под действием нормальной нагрузки // Совершенствование процессов обработки в машиностроении. Пермь, 1990. С. 77-83. 4. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. - 544с. 5. Байков А.В. Моделирование алмазных зерен для инструмента с ориенти-

рованным их расположением // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Сб. научн. тр. — Донецк: ДонГТУ, 1997. - Вып. 4. С. 12-18. 6. Михайлов А.Н., Байков А.В., Сагуленко Н.Г. Оценка перемещений ориентированно расположенных алмазных зерен в полимерной матрице // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Сб. научн. тр. — Донецк: ДонГТУ, 1999. — Вып.8. С. 155-160.

Статья поступила в редакцию 25.01.2002 г.

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ЛИНИИ ГРАНУЛИРОВАНИЯ ПЛАСТМАСС

Проволоцкий А.Е., Негруб С.Л.

(НИИСТ НМетАУ, г. Днепропетровск, Украина)

In the article the method of polishing of a helical surface of an endless screw and of a surface of the adapter of a unit of a line of pelletising of plastic is surveyed.

В комплексных технологических процессах изготовления машин важное место занимает операция финишных методов обработки рабочих поверхностей базовых деталей. Качество обработки, характеризующее точность формообразования и уровень шероховатости, зачастую определяют эксплуатационные показатели технологического оборудования.

Объектом исследования данной работы стала линия на базе дискового экструдера ЛГП-200, выпускаемая заводом ОАО «Днепрполимермаш», предназначенная для производства гранул из дробленых (вне линии) технологических отходов (например: полипропилен высокого давления, полипропилен низкого давления, ударочный полистирол, полипропилен). Линия предназначена для предприятий по переработке пластмасс.

Предварительный анализ развития современной промышленности разных отраслей подтверждает необходимость выпуска такого оборудования. Предприятия, выпускающие изделия из пластмасс, нуждаются в оборудовании по переработке отходов, позволяющем использовать их в качестве вторичного сырья на последующих этапах производства.

Анализируя конструкторские особенности линии, установлено, что базовыми деталями, определяющими эффективную работу оборудования, являются шнеки, корпуса, элементы дробления. Указанные детали имеют наибольшую трудоемкость изготовления, так как их рабочие поверхности имеют сложные сопряжения внутренних и наружных цилиндров, конусов и винтовой поверхности, плоскостей.

В процессе работы линии ЛГП-200 материал поступает из загрузчика в экструдер, претерпевая изменения в своей форме. В экструдере исходный материал подвергается нагреву до расплавленного состояния. Что

вызывает адгезионные эффекты при контакте расплава с рабочими поверхностями деталей формообразующих узлов. Получение низкой шероховатости на поверхностях указанных деталей оказывает влияние на адгезионные эффекты, но и на сопротивление перемещению полимерной массы в зазорах переменного сечения. В процессе длительной эксплуатации, формообразование поверхности базовых деталей постепенно покрывается слоем полимерной массы, что затрудняет эффективную эксплуатацию дорогостоящего оборудования, требует периодических остановок для очистки прилипших масс. Обработка этих двух деталей очень важна, так как переходник имеет большие перепады диаметров и любое прилипание, образование комков способно вызвать затор в движении полимерной массы, а это в свою очередь приведет к остановке или повреждению рабочих частей линии, так как указанные эффекты способствуют появлению отрицательных явлений.

1. Повышается сила трения между материалом и поверхностью, с которой он соприкасается;
2. Сужается зазор между рабочими органами, что приводит к возрастанию гидравлического давления массы;
3. Возможно появление «очагового» прилипания, что вызывает местный перепад величины зазора, что в свою очередь вызывает повышение давления массы в этом месте, а усилие отрыва прилипшей массы на участке повредит поверхность детали;
4. Местное повреждение поверхности рабочего органа служит «очагом риска» для дальнейшего повреждения, что вызывает макроповреждения детали и выведет ее из строя;
5. Прилипание может вызвать ощутимый перепад диаметров в рабочем узле, что в итоге отразится на затрачиваемой мощности;
6. Все эти причины способны остановить линию вследствие поломки, что уменьшит время между плановыми ремонтами и отразится на фондоотдаче оборудования.

Устранение этих недостатков и решение поставленных задач возможно следующим образом:

1. Технологическим путем - максимально снизить шероховатость поверхности, что уменьшит прилипание материала к детали.
2. Профилактическим путем, — останавливая оборудование для периодической очистки базовых деталей.

Уменьшить шероховатость можно известными способами, но в любом случае окончательной операцией будет полирование.

Существует множество методов финишной обработки поверхности, но не у всех методов одинаковая производительность и не все методы в различных условиях производства равнозначны.

Выбранный метод полирования для нового техпроцесса — метод обработки поверхности полимер-абразивными эластичными кругами — имеет

ряд достоинств [1]:

1. Такой метод позволит эффективно производить обработку заготовки и вести ремонт деталей в процессе эксплуатации. Это позволит сократить трудоемкость на операцию полирования, количество предшествующих операций по снижению шероховатости, применяемых с целью сократить время на полирование, т.к. войлочный круг не может работать с поверхностью, имеющей значительную шероховатость.
2. Как отмечалось ранее, ремонт готовых деталей не менее важен, чем производство качественных деталей. Изготовитель не предлагает Заказчикам методику ремонта оборудования, связанного с очисткой рабочих поверхностей базовых деталей от прилипшей полимерной массы, или профилактического ремонта при еще работоспособной линии в целях предотвращения значительных поломок деталей экструдера.

Данный метод полирования позволяет производить такой ремонт, т.к. инструмент, применяемый при этом, имеет большие возможности, чем войлочный круг. Эластичный шлифовальный круг из полимер-абразивного волокна обладает высокой режущей способностью, а за счет большого количества волокон эта способность увеличивается, что позволяет снимать небольшой припуск из налипшей массы. Металлический круг имеет значительный недостаток при работе в режиме полирования, из-за увеличения шероховатости обрабатываемой поверхности.

Поэтому при выполнении операции полирования в новом технологическом процессе рекомендуется применять эластичный полимер-абразивный круг, состоящий из полимер-абразивного волокна [1], имеющего значительные преимущества, а именно:

1. Основа волокна — полимер — значительно эластичнее даже самой тонкой металлической проволоки.
2. Волокно наполнено абразивными частицами, которые выполняют микрорезание обрабатываемой поверхности.
3. Такое сочетание полимера и абразива в волокне позволяет работать инструменту в двух режимах: режиме резания и режиме полирования.
4. При изгибе волокон, следующего после начального нагружения, полимер-абразивный круг не теряет своей режущей способности в силу особого строения волокна [1].

При режиме полирования круг нагружают незначительным усилием, обеспечивающим прижатие его к обрабатываемой поверхности. Условия резания создаются за счет предварительного (статического) нагружения инструмента. При этом деформируется основание круга, прижимаемого к обрабатываемой поверхности. Контакт будет осуществляться не по линии, как при шлифовании жесткими шлифовальными кругами, а по некоторой площадке. Деформация эта сохраняется, хотя величина может меняться [2,6]. Резание будет производиться самими волокнами, а именно, абразивными частицами, закрепленными в полимерной основе, находящимися по

всему сечению волокна.

Такие особенности инструмента в применении для обработки винтовой поверхности червяка дают возможность вести обработку сразу всей впадины винтовой поверхности, включая и боковые грани витков, осуществляя обработку при рабочем и обратном ходах инструмента. При обработке внутренней сложно-профильной поверхности переходника также можно применить описанный выше инструмент в таких же режимах обработки.

Для практической реализации технологических предложений спроектировано специальное приспособление (рис. 1), которое представляет собой устройство, устанавливаемое на суппорт токарного станка, и получающее возможность движений в двух направлениях (поперечном и продольном от механизма продольной и поперечной подачи станка).

Это малогабаритное устройство состоит из следующих узлов: 1) двигатель; 2) муфта; 3) оправка для крепления набора шлифовальных кругов.

Вращательное движение заготовки осуществляется от привода главного движения станка. Продольная и поперечная подачи осуществляются от механизмов станка.

На рисунке 1 представлена схема обработки наружной винтовой поверхности червяка.

Устройство для полирования устанавливается на суппорт токарного станка, а на его оправке крепятся два эластичных полимер-абразивных круга, разделенных между собой резиновым кольцом для облегчения их деформации при смене режима обработки.

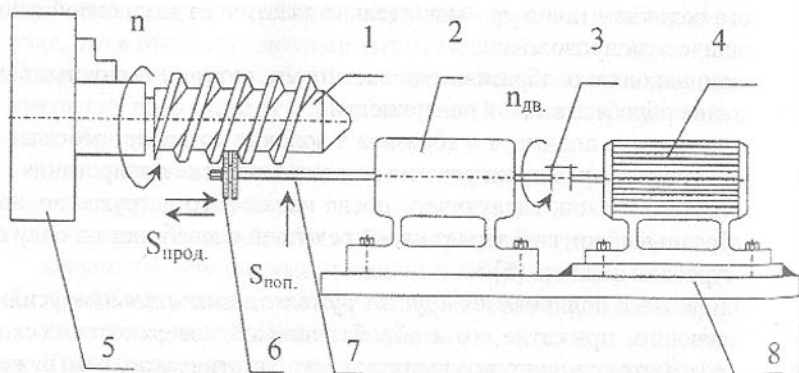


Рис. 1. Схема обработки наружной винтовой поверхности червяка: 1. Обрабатываемая деталь - червяк, 2. Люнет, 3. Муфта, 4. Двигатель, 5. Патрон, 6. Набор полимер-абразивных кругов, 7. Оправка, 8. Плита.

Ширина набора кругов подбирается из условия полного заполнения впадин винтовой поверхности. Количество кругов определяется из выра-

жения:

$$n = \frac{t - h}{B_0}, \quad (1)$$

где B_0 - ширина круга, мм; h - ширина резинового кольца, мм; t - шаг винтовой поверхности, мм; n - количество кругов.

Так как количество кругов - целое число, то величина n является "компенсирующим" звеном, т.е. величину h можно определить из выражения:

$$h = t - n \cdot B_0, \quad (2)$$

Обработка ведется при прямом и обратном ходах инструмента, т.е. может выполняться за двойной ход, что позволяет обработать сначала первую боковую грань витка, а при обратном ходе - вторую боковую грань витка.

Для обеспечения эффективной обработки необходимо не только использовать указанное приспособление, но и назначить оптимальные режимы резания. Для этого применялись ранее выполненные исследования для определения силовых параметров резания таких как: сила резания, мощность резания, момент резания, с учетом деформации эластичного инструмента [3,4,5]. Расчетные выражения приведены в таблице 1.

На рисунке 2 представлена схема обработки внутренней сложно-профильной поверхности переходника. Устройство для полирования устанавливается на суппорт станка. На оправке закрепляют набор полимер-абразивных кругов, набранных через резиновые кольца. Набор кругов состоит из кругов разных диаметров. Наружный диаметр кругов меньше диаметров отверстий, подлежащих полированию. Круги наименьшего диаметра d_1 , соответствующие наименьшему диаметру обрабатываемой поверхности, набираются на всю длину этой поверхности. Образующая внутренней поверхности переходника такова, что поверхность наименьшего диаметра через коническую поверхность, которую также необходимо отполировать до шероховатости $Ra1.6$ мм, две другие цилиндрические поверхности полируются до шероховатости $Ra0.4$ мм. Поэтому перед тем как набрать круги на длину конической поверхности необходимо, набрав необходимую длину, придать этому набору кругов профиль конической поверхности. После этого набор кругов конического участка набирается на оправку, и к ним добавляются еще несколько кругов большего диаметра (цилиндрический участок), набранных через резиновые кольца длиной $L/4$, где L - общая длина обрабатываемой поверхности.

Обработка всей поверхности осуществляется одновременно, т.е. при рабочем ходе первыми обрабатываются поверхности разных диаметров. Через время, когда оканчивается конический участок, обработка будет вестись наибольшими кругами наибольшей поверхности.

При обратном ходе последовательность изменится, т.е. в начале обрабатывается наибольшая поверхность, затем в обработку вступят после-

довательно две другие поверхности. Обработка ведется за двойной ход без холостого хода.

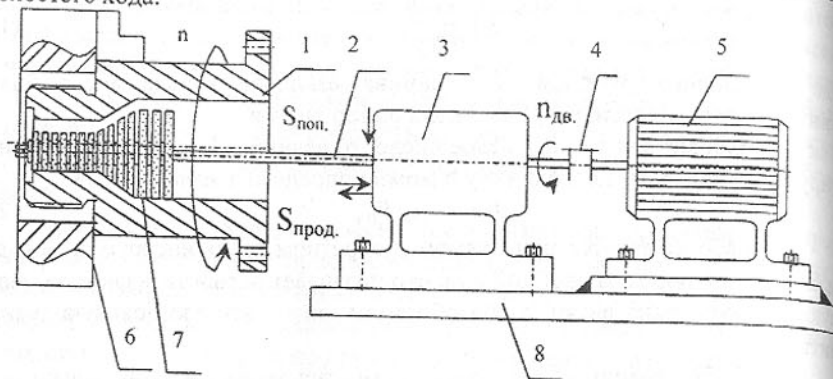


Рис. 2. Схема обработки внутренней сложно-профильной поверхности переходника.

1. Обрабатываемая деталь – переходник; 2. Оправка; 3. Люнет; 4. Муфта; 5. Двигатель; 6. Патрон; 7. Набор полимер-абразивных кругов; 8. Плита.

По представленной схеме (рис.2) обработка ведется всех трех поверхностей одновременно с минимальной трудоемкостью.

Подобная обработка жесткими шлифовальными кругами невозможна, так как перепад диаметров очень велик и это отражается на окружной скорости круга. Обработка оправкой с кругами, имеющими три разных окружных скорости, приведет к вибрации и поломке.

Так как в данной работе предложено обработку вести полировальными полимер-абразивными кругами, то схема силового контакта их с заготовкой изменяется. Полимер-абразивные волокна деформируются каждое в отдельности, не разрушаясь в пределах величины деформации круга (сближение его с деталью, что создает нежесткий взаимный контакт).

Достоинства представленных схем:

1. Монтаж приспособлений можно осуществлять на станине станка или на плите;
2. Инструмент может применяться как для обработки поверхности деталей, так и для ремонта поверхностей этих же деталей;
3. Обработка осуществляется одновременно для нескольких поверхностей;
4. Отсутствие потерь времени на холостой ход;
5. Сокращается трудоемкость операции полирования;
6. Метод рекомендуется не только для обработки деталей, но и для ремонта поверхностей, подвергшихся прилипанию горячей полимерной массы в процессе работы;
7. Износ кругов не требует прекращать процесс обработки, так как в рабо-

ту включаются новые абразивные зерна по мере их выкрашивания;

8. Возможна обработка как наружных, так и внутренних поверхностей.

Меняя набор инструментов можно обрабатывать различные по конфигурации поверхности и использовать для очистки однотипных деталей линии с таким же назначением. Величины силовых параметров резания определялись по соответствующим выражениям, учитывающим деформацию инструмента при обработке поверхностей [6,7]. Эти выражения приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Силовые выражения, используемые для определения величин силовых параметров с учетом деформации при обработке поверхностей деталей полимер-абразивным инструментом

Наружная цилиндрическая поверхность
$R_d \gg r_o, \gamma \approx 0.$ $W(x) = fCr\omega_o \left[\frac{2}{3} m(2m+1) \sin^3 \varphi_o - 2 \sin \varphi_o (m + \eta^2) + m \sin 2\varphi_o * \right.$ $* \left(1 + \frac{2}{3} \sqrt{\left(\frac{\eta}{m} \right)^2 - \sin^2 \varphi_o} * (\eta + \eta^2) \right) + \sin \varphi_o \sqrt{\left(\frac{\eta}{m} \right)^2 - \sin^2 \varphi_o} *$ $* \left(\frac{(2\eta - 1)(m^2 \eta - 2\eta^3)}{3} + \eta^4 \right) + \arcsin \frac{\sin \varphi_o}{\eta/m} \left[\frac{\eta^2}{3m^3} (4 - \eta^2) + \frac{2\eta^4}{3m^5} (\eta^2 - 2) * \right.$ $* (m\eta - 1) - \frac{2}{m} (1 - \eta^2) - \frac{\eta^2}{m^3} \left. \right]$
$R_d \gg r_o, \gamma \approx 0.$ $W(x) = fCr\omega_o \left[\frac{2}{3} m(2m+1) \sin^3 \varphi_o - 2 \sin \varphi_o (m + \eta^2) + m \sin 2\varphi_o * \right.$ $* \left(1 + \frac{2}{3} \sqrt{\left(\frac{\eta}{m} \right)^2 - \sin^2 \varphi_o} * (\eta + \eta^2) \right) + \sin \varphi_o \sqrt{\left(\frac{\eta}{m} \right)^2 - \sin^2 \varphi_o} *$ $* \left(\frac{(2\eta - 1)(m^2 \eta - 2\eta^3)}{3} + \eta^4 \right) + \arcsin \frac{\sin \varphi_o}{\eta/m} \left[\frac{\eta^2}{3m^3} (4 - \eta^2) + \frac{2\eta^4}{3m^5} (\eta^2 - 2) * \right.$ $* (m\eta - 1) - \frac{2}{m} (1 - \eta^2) - \frac{\eta^2}{m^3} \left. \right]$

Наружная цилиндрическая поверхность

при условиях обработки $R_d \approx r_o$, $\gamma_o \approx \varphi_o$:

$$W(x) = fCr\omega r_o^2 \left[\frac{m^2}{48} \sin 6\varphi_o + \frac{m}{40} \sin 5\varphi_o + \frac{\sin 4\varphi_o}{8} (m^2 - \eta^2) + \frac{m}{24} \sin 3\varphi_o - \right. \\ \left. - \sin 2\varphi_o \left(\frac{7m^2}{16} + \frac{\eta^2}{2} \right) + \frac{m}{4} \sin \varphi_o - \frac{\varphi}{2} \left(\frac{m^2}{2} + \eta^2 \right) + \arcsin \left(\frac{m}{\eta} \sin \varphi_o \right) * \right. \\ \left. * \left[\eta^2 \left(2 - \frac{3\eta^2}{4m^2} \left(3\eta^2 - \frac{\eta^2}{2m^2} \right) \right) \right] + \sin \varphi_o \sqrt{1 - \left(\frac{m}{\eta} \right)^2 \sin^2 \varphi_o} * \left[\frac{2\eta}{3} (m - 2) * \right. \right. \\ \left. * \sin^4 \varphi_o - \left[\frac{\eta}{2} (8 + 3m) + \frac{(2 - m)\eta^3}{6m^2} \right] \sin^2 \varphi_o + \frac{5\eta}{2} + \frac{\eta^3}{m^2} \left(\frac{\eta^2}{2m} + \frac{5}{4} (m - 1) \right) \right] + \right. \\ \left. + \sin 2\varphi_o * \sqrt{1 - \left(\frac{m}{\eta} \right)^2 \sin^2 \varphi_o} * \left[\frac{(6 \cos^2 \varphi_o - 1)\eta}{15} + \frac{2\eta^3}{15m^2} \right] + \sqrt{\left(\frac{\eta}{m} \right)^2 - \sin^2 \varphi_o} * \right. \\ \left. * \sin \varphi_o \left(\frac{m^4 \eta + 9m^2 \eta^3 - 4\eta^5}{15m^3} \right) + \arcsin \frac{\sin \varphi_o}{\eta/m} * \left[\frac{8\eta^5}{15m^3} - \frac{28\eta^3}{m^3} + \frac{14\eta}{m} \right] \right]$$

$$M(x) = fCr\eta^2 \left[\left(\frac{m^3}{\eta} \left(\frac{2 - 2 \cos^2 \varphi_o}{30} \right) - \frac{\eta m}{30} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{m}{\eta} \right)^2 \sin^2 \varphi_o} \sin 2\varphi_o + \sin \varphi_o * \right. \\ \left. * \sqrt{1 - \left(\frac{m}{\eta} \right)^2 \sin^2 \varphi_o} \left(\frac{2m^3 - 15 \sin^2 \varphi_o m^2}{30\eta} - m\eta \left(\frac{1}{15} - \frac{\eta^2}{15m^2} \right) \right) + \frac{\eta}{4} \arcsin \left(\frac{m}{\eta} \sin \varphi_o \right) - \right. \\ \left. - \left(m^2 \left(\varphi_o - \frac{\sin 4\varphi_o}{4} \right) \left(\frac{1}{4} - \frac{m^2}{\eta^2} \right) - \frac{2m^4}{3\eta^2} \sin^3 \varphi_o \right) + \arcsin \frac{\sin \varphi_o}{\eta/m} \frac{\eta m}{15} \left(2 - \frac{\eta^2}{m^2} \right) \right]$$

$$P_z = f \cdot Cr \left(r_o \varphi_o \left(1 - \frac{m(3 + 8m\eta + \eta)}{4\eta^2} \right) - \frac{2}{3} r_o m \sin \varphi_o + \frac{r_o m^2 (\eta - 1)}{16\eta^2} \sin 4\varphi_o + \right. \\ \left. + \frac{r_o (\eta^2 + m^2 + m^3)}{2\eta^2} \cdot \sin 2\varphi_o + \frac{2}{3} r_o m \left(1 + \frac{m^2}{\eta^2} \right) \sin^3 \varphi_o + \arcsin \frac{\sin \varphi_o}{\eta/m} * \right. \\ \left. * \left[\frac{r_o}{15} \left(2 \left(\eta - \frac{1}{\eta} - \frac{\eta^2}{m} + \frac{\eta^3 (\eta^2 - 2)}{m^4} + \frac{3\eta}{m^2} \right) (m - 2r_o) - 4\eta (2m^2 - 1) + \frac{\eta^3 (\eta^2 + 3)}{m^2} + \right. \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{2\eta^5}{m^4} + \frac{2\eta^2}{5m^2} - \frac{2\eta^2 + \eta}{5m} + \frac{\eta^5 - \eta^3}{5m^3} \right) \right] + \sin \varphi_o \cdot \sqrt{1 - \frac{m^2}{\eta^2} \sin^2 \varphi_o} \cdot [r_o m (\sin^2 \varphi_o - \right. \\ \left. - \frac{\eta^2 - 2\eta^3}{6m^2} - \frac{4\eta}{6}) + \frac{2r_o m}{15} \left(\frac{2r_o + m}{\eta} \right) \left(\eta m - \frac{\eta^4}{m^3} \right) - \frac{r_o m^3}{15\eta} \left(8 - \frac{3\eta^2}{m^2} - \frac{2\eta^4}{m^4} \right)] + \right.$$

Внутренняя цилиндрическая поверхность

Когда $R_d \gg r_o$, $\gamma \approx 0$

$$W(x) = fCr\omega r_o^2 m \left[\sin 2\varphi_o \left(2 + \sqrt{1 - m^2 \sin^2 \varphi_o} \right) + \sin \varphi_o \left(\eta^3 \left(\frac{1}{m} + \frac{1}{m^2} \right) * \right. \right. \\ \left. * \sqrt{\left(\frac{\eta}{m} \right)^2 - \sin^2 \varphi_o} - 2m \right) + \arcsin \frac{\sin \varphi_o}{\eta/m} \left(\frac{2\eta}{3m} - \frac{\eta^3}{m^3} \left(\eta^2 + \frac{2}{3} \right) + 2 \right) - \frac{2\eta^2}{m} * \right. \\ \left. * \sin^2 \varphi_o - 2 \sin^3 \varphi_o \left(m - \frac{2}{3} \right) \right]$$

Когда $R_d \approx r_o$, $\gamma \approx \varphi_o$

$$W(x) = fCr\omega r_o^2 \left[\left(\eta \frac{\sqrt{1 - (m/\eta)^2 \sin^2 \varphi_o}}{3} + \frac{\eta^2}{2} - \frac{3}{8} m^2 \right) + \left[\sqrt{1 - (m/\eta)^2 \sin^2 \varphi_o} * \right. \right. \\ \left. * \left(\frac{m\eta}{3} \left(1 + (m + \eta) (\cos^2 \varphi_o + 1) \right) \right) \sin \varphi_o + \frac{\eta^3}{3m} \left(1 + \frac{\eta}{2} \right) \right] + \arcsin \frac{\sin \varphi_o}{\eta/m} * \right. \\ \left. * \left[\frac{\eta^2}{3m^2} (\eta^3 - 1) + \frac{\eta^3 + \eta}{3m} \right] + \frac{m + \eta^2}{2m} \arcsin \left(\frac{m}{\eta} \sin \varphi_o \right) + \frac{2}{3} m \sin^3 \varphi_o - \frac{m^2}{2} \sin \varphi_o * \right. \\ \left. * \cos^3 \varphi_o - \frac{m^2}{16} \sin 4\varphi_o + \varphi_o \left(1 - \frac{m^2}{2} \right) \right]$$

$$P_z = fCr\eta^2 \left[\varphi_o \left(1 + \frac{m^2}{2\eta^2} \right) + \sin 2\varphi_o \left(\frac{1}{2} - \frac{m^2}{\eta^2} \right) + \frac{3m^2}{16\eta^2} \sin 4\varphi_o - \frac{2m}{3} \sin^3 \varphi_o \left(\frac{m^2}{\eta^2} + 1 \right) + \frac{m^3}{\eta^2} * \right. \\ \left. * \left(\frac{4}{5} \sin^5 \varphi_o + \sin^4 \varphi_o \right) + 2m \left(\sin \varphi_o - \sin^2 \varphi_o \right) + \arcsin \frac{\sin \varphi_o}{\eta/m} * \right. \\ \left. * \left[\frac{(10 - \eta^2)\eta^3}{15m^3} + \frac{11\eta^3}{15m} + \frac{(10\eta^2 - 9)m}{15\eta} - 2m \right] - \sin 2\varphi_o \sqrt{1 - \left(\frac{m}{\eta} \right)^2 \sin^2 \varphi_o} * \right. \\ \left. * \left(\frac{m^2 + \eta^2}{3\eta} \right) + \sin \varphi_o \sqrt{\left(\frac{\eta}{m} \right)^2 - \sin^2 \varphi_o} \left(\frac{m\eta}{15} - \frac{6m^3}{\eta} + 4m\eta^3 \right) \right]$$

Примечания: Для наружной цилиндрической поверхности:

$$m = \cos \varphi_o + \sqrt{\eta^2 - \sin^2 \varphi_o}, \quad \eta = \frac{R_d}{r_o},$$

$$\sin \varphi_o = \frac{2 \cdot \sqrt{(r_o(\eta+1) - 0,5h) \cdot (r_o - 0,5h) \cdot (r_o\eta - 0,5h) \cdot 0,5h}}{(r_o(\eta+1) - h) \cdot r_o},$$

$$Cr = \frac{P_k}{2\varphi_o[(r_c + r_o) - (r_c + r_o)\sin \varphi_o]},$$

где h – величина деформации, f – коэффициент резания, определяется экспериментально [2]; Cr – радиальная жесткость единичного сектора; φ_o – половина опорного угла инструмента; P_z – тангенциальная составляющая силы резания; M_x – момент сил резания; W_x – мощность сил резания; R_d – диаметр детали; r_o – диаметр инструмента.

Для внутренней цилиндрической поверхности:

$$m = \cos \varphi_o + \sqrt{\eta^2 - \sin^2 \varphi_o}; \quad \eta = \frac{R_d}{r_o},$$

$$\sin \varphi_o = \frac{2\sqrt{(r_o\eta + 0,5h)(r_o(\eta - 1) + 0,5h)(r_o - 0,5h)0,5h}}{r_o(r_o(\eta - 1) + h)},$$

$$Cr = \frac{P_k}{2\varphi_o[(R_d - r_o) + (R_d - r_o)\sin \varphi_o]}.$$

Список литературы: 1. Патент №36833А от 16.04.01 Абразивное волокно. 2. Проволоцкий А.Е., Колесник И.А., Негруб С.Л. Расчет силовых параметров при шлифовании плоской поверхности эластичными кругами-щетками. – Вісник Інженерної Академії України, інформація по 2-й міжнародній науково-технічній конференції “Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве”. – Харьков, 2000. – 164-169 с. 3. Проволоцкий А.Е., Негруб С.Л. Расчет силы резания при шлифовании наружной цилиндрической поверхности эластичными кругами-щетками. – «Прогрессивные технологии и системы машиностроения», Донецк, 2001, Вып. 15. 4. Проволоцкий А.Е., Негруб С.Л. Расчет мощности резания при шлифовании наружной поверхности эластичными кругами-щетками. – «Вісник Інженерної Академії Наук», спецвыпуск, 3-й выпуск КВ 2635, 2001. 5. Проволоцкий А.Е., Негруб С.Л. Расчет крутящего момента при шлифовании наружной цилиндрической поверхности полимер-абразивными кругами-щетками, сборник начн. трудов конф. «MicroCAD-2001», 2001. 6. Проволоцкий А.Е., Негруб С.Л. Технологические особенности при шлифовании внутренних цилиндрических поверхностей полимер-абразивными кругами, «Резание и инструмент в технологических системах», вып. №60, НТУ «ХПИ», Харьков, 2001, - с. 193-196. 7. Проволоцкий

А.Е., Негруб С.Л. Исследования технологических параметров при шлифовании внутренних цилиндрических поверхностей полимер-абразивными кругами-щетками, Прогрессивные технологии и системы машиностроения, Вып. №17, ДонГТУ, Донецк, 2001, с. 197-202.

Статья поступила в редакцию 25.01.2002 г.

АТМОСФЕРОУСТОЙЧИВАЯ ОГНЕБИОЗАЩИТА СУДОСТРОИТЕЛЬНОЙ ДРЕВЕСИНЫ НА ОСНОВЕ УКРАИНСКОГО СЫРЬЯ

Романчук Н.П. (ОАО “Damen Shipyards Okean”, г. Николаев, Украина)

The atmospherically stable fire and biological safety of the binar type has been developed for shipbuilding wood used in severe climatic conditions.

Древесина – один из древнейших и непревзойденных конструкционных материалов, применяемых в судостроении. С течением времени масштабы применения древесины как строительного материала постепенно сокращаются, но и в настоящее время она используется достаточно широко для изготовления катеров, яхт и шлюпок, оборудования и отделки помещений; судовой мебели; обрешетников; зашивки изоляции; настилов палуб; межкаютных выгородок; деталей судовых устройств; судового снабжения; инвентаря и др. Древесина (сосна и дуб) используется на судостроительных заводах при постройке и ремонте судов: для кильблоков, подушек, клиньев, подбрюшников, упоров, строительных стрел, подшивки спусковых полозьев, копыльев, сминающихся прокладок, строительных лесов, навесных рештований, различных ограждений и других целей [1]. Только для строительных лесов и ограждений при постройке одного судна различного типа используют от 80 до 120 м³ сосновых досок.

Основными разрушающими древесину факторами являются: огонь, биологические агенты, атмосферные условия и механические нагрузки. Для защиты древесины от выше названных разрушающих факторов предусматривается совокупность мер и средств по сохранению и улучшению ее эксплуатационных и потребительских свойств.

Древесину, как судостроительный материал, защищают целенаправленно и комплексно, т.е. одновременно от двух и более неблагоприятных воздействий и возможных повреждений. Самой сложной для судостроителей является защита древесины от повреждения огнем и биологическими агентами, причем в условиях влажной морской атмосферы, вымывающей с течением времени как антипирены, так и фунгициды с антисептиками. В судостроении применяется принцип огнебиозащиты древесины, основанный на использовании защитных химических средств комбинированного типа с компонентами направленного действия – от повреждений огнем и

биологическими агентами.

Огнебиозащита древесины в судостроении осуществляется путем глубокой пропитки в автоклаве под давлением водорастворимыми комплексными огнезащитными веществами. Большинство применяемых огнебиозащитных препаратов (ДМФ, ФБС, СДФ и др.) являются дорогостоящими и основываются на российской сырьевой базе, в их состав входит токсичный фунгицид-антисептик (фторид натрия).

Для судостроительной древесины с ее современным обширным комплексом разнообразных технических требований к потребительским свойствам [2] применение приведенных выше препаратов неприемлемо, поскольку они не удовлетворяют требованиям поверхностной воспламеняемости, дымообразующей способности и токсичности продуктов горения.

Практический интерес представляют такие комбинации антипиренов и антисептиков, когда повышение эффективности действия или взаимодействия компонентов огнебиозащитных составов не будет входить в противоречие с условиями санитарии и экологии, а также соображениями экономики.

На основании лабораторных, опытно-промышленных и эксплуатационных исследований, проведенных автором совместно с работниками судостроительного завода «Океан» (в настоящее время – ОАО «Damen Shipyards Okean», далее DSO), разработан новый препарат бинарного типа, образующий неорганическими солями защитную оболочку в поверхностном слое пропитываемой древесины. Каждая из этих солей в отдельности дает либо антипиренный, либо антисептический эффект, но является легковымываемой. При последовательном введении растворов таких солей в пропиточные полости древесины они химически взаимодействуют между собой так, что продукт их взаимодействия становится одновременно антипиреном и антисептиком, причем нерастворимым и потому трудновымываемым из древесной массы на поверхность. Эти неорганические вещества реагируют между собой как в субмикроскопических пространствах клеток поверхностного слоя древесины, так и в его капиллярах. Продукт химического взаимодействия, являясь водонерастворимым, выпадает в осадок и, отвердевая, фиксируется в клетках и капиллярах, образуя защитную оболочку в поверхностном слое. Эта оболочка изменяет физико-химический механизм вымывания антипирена-антисептика и повышает атмосферостойкость огнебиозащиты древесины.

В теории и практике огнезащиты древесины широко известно, что деревянный корпус древних затонувших кораблей, пролежавших на морском дне сотни лет и подвергшийся естественной длительной пропитке солями металлов из морской воды, является огнебиозащищенным материалом. Среди пропиточных солей преобладают хлориды металлов (NaCl , MgCl_2 , AlCl_3), которых в составе морских солей больше всего [3].

Изучение сырьевой базы нашей страны показало, что хлориды ме-

таллов являются украинским национальным богатством. Они залегают во многих областях Украины в виде водорастворимых минералов, а также промышленно производятся искусственным путем для различных целей.

Проведенные исследования позволили выявить эффект химического взаимодействия солей хлоридов металлов с растворами силикатов и определить оптимальное соотношение этих компонентов для образования конечного нерастворимого продукта, способного выпадать в осадок в микроразмерах древесины. Из простейших промышленно освоенных производств силикатов в Украине широко используется кремнекислый метасиликат натрия ($\text{Na}_2\text{SiO}_3 \cdot 9\text{H}_2\text{O}$), известный в техническом виде как «жидкое стекло».

Проведены многочисленные испытания огнебиозащищенной древесины. Пропитанная разработанным огнебиозащитным препаратом древесина в течение 12-ти месяцев подвергалась воздействию естественных климатических факторов в условиях DSO: температуры и влажности атмосферы, осадков, движения воздуха, солнечного излучения. Натурные эксплуатационные испытания огнебиозащищенной древесины проведены в течение 2-х лет в помещениях сухогрузного теплохода «Микола Бажан» во время его плавания по 3-м океанам (Атлантическому, Индийскому, Тихому) в атмосферных условиях всех 4-х времен года, изменявшихся по маршруту плавания судна.

Полученные результаты исследования показали, что в процессе натурных эксплуатационных испытаний в самых жестких условиях субтропического и тропического климата пропитанная новым препаратом древесина сохраняет атмосферостойкость введенной огнебиозащиты. Получен медицинский сертификат о допуске нового препарата бинарного типа для судостроения.

Проведенные исследования позволили усовершенствовать огнебиозащиту судостроительной древесины за счет приобретенной атмосферостойкости. Таким образом, предложен принципиально новый подход в получении атмосферостойчивого огнебиозащитного препарата бинарного типа для глубокой автоклавной пропитки древесины из экологически безопасных компонентов на основе дешевого и доступного украинского сырья. Разработанные препарат и технология пропитки могут быть применены для огнебиозащиты древесины в других отраслях промышленности.

Список литературы: 1. Технология судостроительных материалов: Учебник/ В.И.Васильев, А.Д.Гармашов, А.С.Рашковский и др. – Л.: Судостроение, 1990. – 312 с. 2. Романчук Н.П., Мартыненко В.И., Рашковский А.С. Анализ национальных и международных требований к огнезащите судостроительных материалов// 36. Наук. Праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ. – 2001. - № 1 (373). – С.39-47. 3. Руководство по техническому надзору за постройкой судов и изготовлением материалов и изделий. Рос-

АПРОБАЦИЯ В ЛАБОРАТОРНЫХ УСЛОВИЯХ МОДЕЛИ НАКОПЛЕНИЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Ручко В.Н., Ченцов Н.А., Проскуряков С.В.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The modeling of damages in details of metallurgical machines is one of methods of the decision of a problem of optimization of holding of repair influences. The received estimation of a degree of damage of a detail, allows to predict term of its failure. The application of the developed methods on the real equipment is preceded by laboratory explorations taking into account features of its operation.

Решение задачи оптимального планирования ремонтов современного металлургического оборудования неразрывно связано с осуществлением оценки технического состояния (ТС) его деталей и узлов. Разнообразие существующих методов и подходов к получению достоверной оценки ТС обусловлено многообразием механизмов, в которых функционируют детали, условиями их эксплуатации и технического обслуживания.

Наибольшее распространение в существующих условиях эксплуатации получили методы технической диагностики (ТД) и технических измерений, позволяющие оценить величину полученных в результате эксплуатации повреждений, используя специальную диагностическую аппаратуру или обычный измерительный инструмент [1].

Применение данных методов обусловлено относительной наглядностью получаемых результатов и возможностью их сопоставления с предельно допустимыми значениями, заложенными при проектировании. Однако проблема применимости их для всего разнообразия деталей и невозможность проведения измерений в труднодоступных местах оборудования, а также затруднения с однозначной интерпретацией измерений требуют поиска способов оценки ТС, основанных на разнообразной технической, технологической и эксплуатационной информации, получаемой в результате функционирования оборудования.

Наряду с существующими методами контроля ТС деталей оборудования, возникает вопрос применения математического моделирования процессов повреждения, обеспечивающего учет всех факторов, влияющих на изменение ТС деталей в процессе функционирования.

На основании использования статистической информации о производственной программе, реализуемой на исследуемом оборудовании [2], и

принципов расчета показателей долговечности деталей, в зависимости от нагрузок, воздействующих на них в процессе эксплуатации [3], разработан метода оценки степени повреждения деталей [4], учитывающий описанные выше особенности и представляемый в виде зависимости:

$$R(t) = \sum_{S=1}^k r_S \cdot \left(\frac{Q_S}{1000} \right) \quad (1)$$

где S - тип продукции, $S=1...k$;

k - количество типов продукции;

Q_S - объем продукции типа S , произведенный за интервал времени t ;

r_S - удельное повреждение детали при воздействии на нее нагрузок от производства 1000 тонн продукции типа S .

Для отладки предлагаемой модели в реальных условиях эксплуатации, целесообразно предварительно опробовать ее в лабораторных условиях. Проведению лабораторных исследований предшествовало проектирование и изготовление лабораторного стенда на основе 2-х опорного вала (рис.1), поскольку большая часть металлургических машин имеет подобные узлы (рольганги, опоры прокатных валков и т.д.).

В связи с этим и моделирование повреждений осуществлялось для подшипников качения (ПК), как деталей, являющихся основным элементом опор, и воспринимающих большую часть прикладываемой нагрузки.

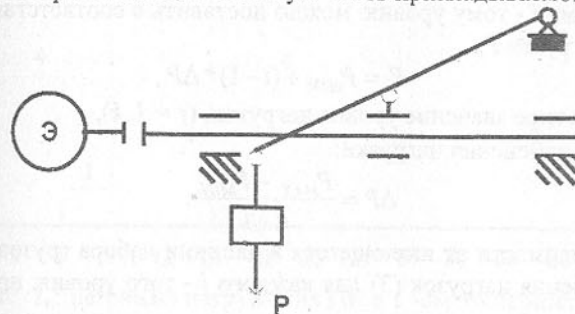


Рис. 1. Кинематическая схема лабораторного стенда

Принципиальная схема лабораторного стенда является типовой схемой расположения деталей привода большинства металлургических машин. Отличительной конструктивной особенностью данного стенда, является отсутствие редуктора, что позволило обеспечить высокую частоту вращения деталей, и уменьшить время проведения ресурсных испытаний.

Контроль вибрации и уровня ударных импульсов ПК осуществлялся с помощью переносных диагностических приборов ИСП-1 и ВИБ-10 [1].

Для моделирования нагрузок, действующих на детали лабораторного стенда, была принята специальная схема нагружения. При ее разработке учитывался реальный характер нагружения деталей металлургического оборудования, а именно диапазон изменения нагрузок. Данная особен-

АПРОБАЦИЯ В ЛАБОРАТОРНЫХ УСЛОВИЯХ МОДЕЛИ НАКОПЛЕНИЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Ручко В.Н., Ченцов Н.А., Проскуряков С.В.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The modeling of damages in details of metallurgical machines is one of methods of the decision of a problem of optimization of holding of repair influences. The received estimation of a degree of damage of a detail, allows to predict term of its failure. The application of the developed methods on the real equipment is preceded by laboratory explorations taking into account features of its operation.

Решение задачи оптимального планирования ремонтов современного металлургического оборудования неразрывно связано с осуществлением оценки технического состояния (ТС) его деталей и узлов. Разнообразие существующих методов и подходов к получению достоверной оценки ТС обусловлено многообразием механизмов, в которых функционируют детали, условиями их эксплуатации и технического обслуживания.

Наибольшее распространение в существующих условиях эксплуатации получили методы технической диагностики (ТД) и технических измерений, позволяющие оценить величину полученных в результате эксплуатации повреждений, используя специальную диагностическую аппаратуру или обычный измерительный инструмент [1].

Применение данных методов обусловлено относительной наглядностью получаемых результатов и возможностью их сопоставления с предельно допустимыми значениями, заложенными при проектировании. Однако проблема применимости их для всего разнообразия деталей и невозможность проведения измерений в труднодоступных местах оборудования, а также затруднения с однозначной интерпретацией измерений требуют поиска способов оценки ТС, основанных на разнообразной технической, технологической и эксплуатационной информации, получаемой в результате функционирования оборудования.

Наряду с существующими методами контроля ТС деталей оборудования, возникает вопрос применения математического моделирования процессов повреждения, обеспечивающего учет всех факторов, влияющих на изменение ТС деталей в процессе функционирования.

На основании использования статистической информации о производственной программе, реализуемой на исследуемом оборудовании [2], и

принципов расчета показателей долговечности деталей, в зависимости от нагрузок, воздействующих на них в процессе эксплуатации [3], разработан метода оценки степени повреждения деталей [4], учитывающий описанные выше особенности и представляемый в виде зависимости:

$$R(t) = \sum_{S=1}^k r_S \cdot \left(\frac{Q_S}{1000} \right) \quad (1)$$

где S - тип продукции, $S=1...k$;

k - количество типов продукции;

Q_S - объем продукции типа S , произведенный за интервал времени t ;

r_S - удельное повреждение детали при воздействии на нее нагрузок от производства 1000 тонн продукции типа S .

Для отладки предлагаемой модели в реальных условиях эксплуатации, целесообразно предварительно опробовать ее в лабораторных условиях. Проведению лабораторных исследований предшествовало проектирование и изготовление лабораторного стенда на основе 2-х опорного вала (рис.1), поскольку большая часть металлургических машин имеет подобные узлы (рольганги, опоры прокатных валков и т.д.).

В связи с этим и моделирование повреждений осуществлялось для подшипников качения (ПК), как деталей, являющихся основным элементом опор, и воспринимающих большую часть прикладываемой нагрузки.

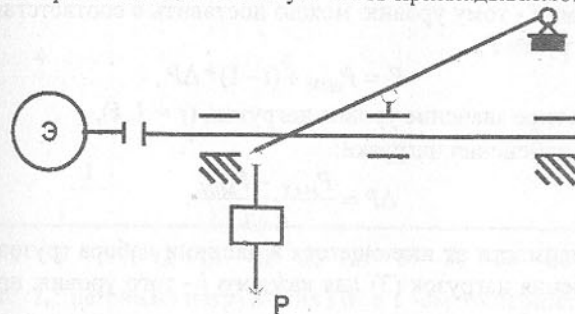


Рис. 1. Кинематическая схема лабораторного стенда

Принципиальная схема лабораторного стенда является типовой схемой расположения деталей привода большинства металлургических машин. Отличительной конструктивной особенностью данного стенда, является отсутствие редуктора, что позволило обеспечить высокую частоту вращения деталей, и уменьшить время проведения ресурсных испытаний.

Контроль вибрации и уровня ударных импульсов ПК осуществлялся с помощью переносных диагностических приборов ИСП-1 и ВИБ-10 [1].

Для моделирования нагрузок, действующих на детали лабораторного стенда, была принята специальная схема нагружения. При ее разработке учитывался реальный характер нагружения деталей металлургического оборудования, а именно диапазон изменения нагрузок. Данная особен-

ность обусловлена значительным диапазоном технологических характеристик процесса, реализуемого на исследуемой реальной металлургической машине.

Для определения порядка следования нагрузок при проведении экспериментальных исследований использовался равномерный закон распределения [5] нагрузок, которые изменялись через равный интервал времени Δt работы лабораторного стенда. На основе таблицы случайных чисел [5], был сформирован ряд уровней нагрузок, включающий 76 элементов, с целью накопления статистической информации при проведении исследования вибрации четырех пар ПК.

Первые 13 элементов ряда, использованных при исследовании первой пары ПК, и обеспечившие работу лабораторного стенда в течении 39 часов, приведены ниже:

$$2, 4, 1, 10, 2, 7, 4, 9, 7, 8, 10, 2, 9. \quad (2)$$

Исходя из конструктивных особенностей экспериментального стенда, при исследовании ПК принято максимальное значение нагрузки на рычаг $P_{MAX} = 192$ Н, а минимальное значение нагрузки $P_{MIN} = 78$ Н.

В связи с этим, с достаточной для проведения экспериментальных исследований точностью, можно принять $k=10$ уровней нагружения, распределенных по равномерному закону и лежащих в интервале от P_{MIN} до P_{MAX} . Каждому i -тому уровню можно поставить в соответствие расчетное значение нагрузки P_i :

$$P_i = P_{MIN} + (i-1) \cdot \Delta P, \quad (3)$$

где i - дискретное значение уровня нагрузки, ($i = 1..k$),

ΔP - шаг изменения нагрузки:

$$\Delta P = \frac{P_{MAX} - P_{MIN}}{k-1}. \quad (4)$$

В зависимости от имеющегося в наличии набора грузов, были определены значения нагрузок (3) для каждого i -того уровня, приведенные в таблице 1.

Используя сформированный ряд уровней нагрузок, и значения нагрузок, соответствующие этим уровням, задавался характер изменения нагрузки через каждый интервал Δt работы стенда. Графическое представление диаграммы нагружения для первых 39 часов работы стенда, первой пары ПК, приведено на рис. 2.

В качестве исследуемой детали для моделирования и оценки степени повреждения ПК был выбран радиальный шариковый однорядный подшипник - №1000097 (ГОСТ 8338-75), геометрические размеры которого составили: внутренний диаметр $d = 7$ мм, соответствующий диаметру рабочего вала; внешний диаметр $D = 17$ мм, ширина $B = 5$ мм, динамическая грузоподъемность $C = 1550$ Н.

Таблица 1 – Уровни и соответствующие им значения нагрузки для ПК

Уровень нагрузки, i	Расчетная нагрузка на рычаг, Н	Принятая нагрузка на		Прикладываемые гири, Н
		рычаг, Н	подшипник, Н	
1	78,0	77,4	387,0	$47,0+7,8 \times 3+7,0$
2	90,6	92,2	461,0	$47,0+7,8 \times 4+7,0 \times 2$
3	103,3	103,8	519,0	$48,0 \times 2+7,8$
4	116,0	116,8	584,0	$48,0+47,0+7,8+7,0 \times 2$
5	128,6	127,2	636,0	$48,0 \times 2+7,8 \times 4$
6	141,3	143,0	715,0	$48,0 \times 2+47,0$
7	154,0	157,0	785,0	$48,0 \times 2+47,0+7,0 \times 2$
8	166,6	166,6	833,0	$48,0 \times 3+7,8 \times 2+7,0$
9	179,3	180,4	902,0	$48,0 \times 2+47,0+7,8 \times 3+7,0 \times 2$
10	192,0	192,0	960,0	$48,0 \times 4$



Рис. 2. Диаграмма нагружения ПК в 1-ом эксперименте

Полученный ряд уровней нагружения и адаптированная к нему разработанная модель оценки степени повреждения [4], позволили сформировать значения относительной степени повреждения r_i ПК. При этом каждому i -тому уровню ($i = 1..k$) нагружения P можно поставить в соответствие единственное значение r_i (таблица 3), соответствующее одному часу работы ПК на i -том уровне нагружения.

Порядок расчета значения r_i для первого уровня нагружения r_1 ($P = 387$ Н) имеет следующую последовательность.

Определяем значение эквивалентной нагрузки [3]:

$$P_{ЭКВ-1} = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 K_T = (1 \cdot 1 \cdot 387 + 0 \cdot 0) \cdot 1,4 \cdot 1,05 = 568,9 \text{ Н}, \quad (5)$$

где X - коэффициент радиальной нагрузки, $X = 1$;

V - коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца под-

шипника относительно направления нагрузки $V=1$;
 F_r - радиальная нагрузка на подшипник, $F_r = 387$ Н;
 Y - коэффициент осевой нагрузки, $Y = 0$;
 F_a - осевая нагрузка на подшипник, принимаем $F_a = 0$, поскольку фиксирование ее не проводилось;
 K_b - коэффициент безопасности, $K_b = 1,4$ - для вибрационной нагрузки, принимается в пределах $K_b = 1,3 \dots 1,5$;
 K_T - температурный коэффициент, $K_T = 1,05$.
 Находим долговечность ПК в миллионах оборотов [3]:

$$L_y = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{P_{ЭКВ_i}} \right)^m = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot \left(\frac{1550}{568,9} \right)^3 = 20,2 \cdot 10^6 \text{ оборотов} \quad (6)$$

где a_1 - поправочный коэффициент надежности, $a_1 = 1,0$;
 a_2 - поправочный коэффициент материала, $a_2 = 1,0$;
 a_3 - поправочный коэффициент условий работы, $a_3 = 1,0$;
 C - динамическая грузоподъемность исследуемого типоразмера подшипника, $C = 1550$ Н;
 m - степенной показатель; для шарикоподшипников $m=3$.

Рассчитываем численное значение степени повреждения r_i ПК, приходящееся на один час работы лабораторного стенда.

$$r_i = \frac{n \cdot 60}{L_y} = \frac{1200 \cdot 60}{20,2 \cdot 10^6} = 0,00356, \quad (7)$$

где n - частота вращения внутреннего кольца ПК, $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$.

Аналогичные вычисления были проведены по другим 9-ти уровням и полученные результаты сведены в таблицу 2.

Таблица 2 – Удельные повреждения ПК на i -том уровне нагрузки

Уровень нагрузки, i	Удельные повреждения r_i - ПК за время $\Delta t = 1 \text{ час}$	
	приводная опора	холостая опора
1	0,00396	0,00356
2	0,00669	0,00602
3	0,00954	0,00859
4	0,01359	0,01223
5	0,01755	0,01580
6	0,02494	0,02245
7	0,03301	0,02971
8	0,03944	0,03550
9	0,05008	0,04507
10	0,06037	0,05434

Основываясь на полученных значениях r_i и данных о нагружении ПК во время проведения эксперимента, можно определить детерминированную составляющую степени его повреждения R за интервал времени T от

начала эксплуатации до достижения $Y_{\text{ПРЕД}}$, для чего использована модель (1).

Для апробации модели (1) в лабораторных условиях принято, что функцию типа продукции - S , выполняет уровень нагрузки - i , а функцию объема продукции типа $S - Q_S$, выполняет продолжительность работы ПК при i -том уровне нагрузки - T_i , и модель (1) принимает вид:

$$R(T) = \sum_{i=1}^k (r_i \cdot T_i) = \sum_{i=1}^{10} (r_i \cdot T_i), \quad (8)$$

где i - уровень нагрузки, $i = 1 \dots k$;

k - количество уровней нагрузки, $k=10$;

T_i - продолжительность работы ПК при i -том уровне нагрузки, в интервале времени T ;

r_i - удельное повреждение детали при воздействии на нее i -того уровня нагрузок в течении одного часа (таблица 2).

Проведение экспериментальных исследований было осуществлено в следующей последовательности:

1. На рычаг прикладывалась нагрузка определенного согласно диаграммы нагружения (рис.2) уровня, величина которой определялась набором имеющихся гирь.

2. Включался электродвигатель на $\Delta t=3$ часа работы.

3. В течение заданного периода времени, по истечению каждого часа работы лабораторного стенда, осуществлялась оценка ТС ПК - Y_i . Для этого, с помощью средств ТД, приборов ИСП-1 и ВИБ-10, измерялись, соответственно, верхняя Y_B и нижняя Y_H границы ударных импульсов (дБ) и значения виброскорости (мм/с), в вертикальном $Y_{\text{ВЕРТ}}$, горизонтальном $Y_{\text{ГОР}}$ и осевом $Y_{\text{ОСЕВ}}$ направлениях, в соответствующих точках подшипниковых опор, электродвигатель при этом не выключался.

4. По истечении периода $\Delta t=3$ часа, выключался двигатель и осуществлялось изменение уровня и величины нагрузки и цикл повторялся.

Во время остановки стенда, в результате достижения ПК предельного состояния, осуществлялось техническое обслуживание установки. Проводилась разборка узла ПК, смазка трущихся поверхностей и монтаж новой пары ПК.

При проведении эксперимента измерения проводились для приводного и холостого ПК. Результаты измерений для первого эксперимента приведены в таблице 3.

За ТС ПК принято верхнее значение ударного импульса Y_B . Предельной величиной ТС ПК - $Y_{\text{ПРЕД}}$, согласно рекомендациям, изложенным в литературе по ТД ПК [1], принято значение $Y_B = 60$ дБ, соответствующее 100% использования ресурса ПК. Однако, для предотвращения аварийной ситуации предложено использовать в качестве предельного ТС ПК величину $Y_B = 48$ дБ, соответствующую 95% использования ресурса ПК [1].

При превышении значения $Y_{\text{ПРЕД}} = 48$ дБ на обоих опорах, эксперимент прекращался.

Используя диаграмму нагружения (рис.2) и значения удельных повреждений ПК на i -том уровне нагрузки (таблица 2) определим величину $R(T)$ для приводного ПК первого эксперимента:

$$R(T) = \sum_{i=1}^{10} (r_i \cdot T_i) = (r_1 \cdot 3) + (r_2 \cdot 9) + (r_3 \cdot 0) + (r_4 \cdot 6) + (r_5 \cdot 0) + (r_6 \cdot 0) + (r_7 \cdot 6) + (r_8 \cdot 3) + (r_9 \cdot 3) + (r_{10} \cdot 6) = 0,00396 \cdot 3 + 0,00669 \cdot 9 + 0,01359 \cdot 6 + 0,03301 \cdot 6 + 0,03944 \cdot 3 + 0,05008 \cdot 3 + 0,06037 \cdot 6 = 0,01188 + 0,06021 + 0,08154 + 0,19806 + 0,11832 + 0,15024 + 0,36222 = 0,9824..$$

Таблица 3 – Результаты оценки ТС У 1-ой пары ПК

Время t , ч	Нагрузка P , Н	Уровень нагрузки, i	Приводная опора					Холодная опора				
			Ударные импульсы, дБ		Значения виброскорости, мм/с			Ударные импульсы, дБ		Значения виброскорости, мм/с		
			Ниж	Верх	Верг	Гор	Осев	Ниж	Верх	Верг	Гор	Осев
			$Y_{\text{Н}}$	$Y_{\text{В}}$	$Y_{\text{ВЕРГ}}$	$Y_{\text{ГОР}}$	$Y_{\text{ОСЕВ}}$	$Y_{\text{Н}}$	$Y_{\text{В}}$	$Y_{\text{ВЕРГ}}$	$Y_{\text{ГОР}}$	$Y_{\text{ОСЕВ}}$
0	0	0	0	6	0,9	1,0	1,1	0	6	0,9	1,0	1,0
1	461	2	0	6	0,9	1,1	1,2	0	6	0,9	1,1	1,1
2	461	2	0	6	1,0	1,0	1,1	0	6	1,0	1,0	1,0
3	461	2	0	6	1,0	1,1	1,1	0	6	0,9	1,0	1,1
4	584	4	0	6	1,0	1,0	1,2	0	6	1,0	1,1	1,1
5	584	4	0	6	1,0	1,0	1,3	0	6	0,9	1,0	1,2
6	584	4	0	6	1,0	1,1	1,2	0	6	1,0	1,1	1,1
7	387	1	6	12	1,0	1,0	1,3	0	12	0,9	1,1	1,2
8	387	1	6	12	1,0	1,1	1,4	0	12	1,0	1,2	1,2
9	387	1	6	12	1,0	1,1	1,2	6	12	1,0	1,1	1,3
10	960	10	6	12	1,0	1,2	1,3	6	12	1,0	1,2	1,4
11	960	10	6	18	1,1	1,2	1,3	6	18	1,0	1,2	1,3
12	960	10	12	18	1,2	1,2	1,2	6	18	1,0	1,2	1,4
13	461	2	12	18	1,0	1,4	1,6	6	18	1,0	1,4	1,5
14	461	2	12	18	1,2	1,4	1,8	6	18	1,0	1,3	1,7
15	461	2	12	18	1,1	1,2	1,5	6	18	1,1	1,3	1,6
16	785	7	12	18	1,0	1,3	1,6	6	18	1,0	1,5	1,4
17	785	7	12	18	1,1	1,1	1,4	12	18	1,1	1,2	1,7
18	785	7	12	24	1,2	1,0	1,5	12	18	1,0	1,3	1,6
19	584	4	12	24	1,2	1,4	1,8	12	18	1,0	1,2	1,4
20	584	4	12	24	1,0	1,3	1,6	12	18	0,9	1,1	1,5
21	584	4	12	24	1,1	1,3	1,4	12	18	1,1	1,2	1,4
22	902	9	12	24	1,1	1,3	1,5	12	18	0,9	1,4	1,4
23	902	9	12	24	1,0	1,2	1,5	12	18	1,1	1,1	1,3
24	902	9	12	24	1,2	1,1	1,4	12	18	1,0	1,1	1,5
25	785	7	12	24	1,1	1,2	1,7	12	18	1,1	1,2	1,8
26	785	7	12	24	1,0	1,2	1,5	12	18	1,0	1,0	1,7
27	785	7	18	24	1,1	1,1	1,4	12	18	1,0	1,2	1,7
28	833	8	18	24	1,1	1,3	1,8	12	18	1,1	1,2	1,9

Продолжение таблицы 3.

29	833	8	18	24	1,1	1,1	1,3	12	18	1,0	1,1	1,6
30	833	8	18	24	1,0	1,1	1,7	12	18	1,0	1,1	1,6
31	960	10	18	24	1,0	1,0	1,3	12	18	1,0	1,0	1,5
32	960	10	18	24	1,0	1,5	1,4	12	18	1,0	1,0	1,6
33	960	10	24	30	1,1	1,2	1,3	18	24	1,1	1,1	1,4
34	461	2	24	36	1,0	1,0	1,3	18	24	1,0	1,0	1,3
35	461	2	30	42	1,3	1,4	2,7	30	36	1,1	1,2	2,7
36	461	2	36	48	1,4	1,4	3,0	30	36	1,4	1,2	2,9
37	902	9	36	48	1,2	1,2	3,1	30	42	1,0	1,2	2,8
38	902	9	36	48	1,3	1,2	3,0	36	42	1,2	1,2	2,5
39	902	9	36	48	1,2	1,2	3,0	36	48	1,2	1,2	2,8

Для сравнения теоретических и экспериментальных данных была выполнена оценка ошибки в определении сроков достижения предельного состояния. Пример расчета (формулы 5-9) сделан для приводного ПК первого эксперимента.

Относительная оценка фактического ресурса R_{Σ} , полученная экспериментальным путем составила:

$$R_{\Sigma} = \frac{R_{\Phi}(Y_{\Sigma AM})}{100} = \frac{95}{100} = 0,95. \quad (10)$$

где $R_{\Phi}(Y_{\Sigma AM})$ – величина (%) использования ресурса ПК, при достижении технического состояния - $Y_{\Sigma AM} = 48$ дБ.

Абсолютная ошибка δ между фактическим ресурсом $R_{\Phi}(Y_{\Sigma AM})$, полученным экспериментальным путем и детерминированной составляющей степени повреждения подшипника качения, за интервал времени T , полученной из расчета, составила:

$$\delta = R_{\Phi}(Y_{\Sigma AM}) - R(T) = |0,9824 - 0,9500| = 0,0324. \quad (11)$$

Относительная ошибка Δ между $R_{\Phi}(Y_{\Sigma AM})$ и $R(T)$ составила:

$$\Delta = \frac{R_{\Phi}(Y_{\Sigma AM}) - R(T)}{R(T)} = \frac{|0,9824 - 0,9500|}{0,9824} \cdot 100 = 3,41\%. \quad (12)$$

Аналогично, были проведены расчеты для всех ПК по всем четырем экспериментам. Полученные данные сведены в таблицу 4.

Таблица 4 – Степень расхождения в определении относительной оценки ресурса

№	Опора	t , ч	R_{Σ}	$R(T)$	δ	Δ , %
1	Приводная	36	0,9500	0,9824	0,0324	3,41
1	Холодная	39	0,9500	1,0195	0,0695	6,81
2	Приводная	24	0,9500	0,9909	0,0409	4,31
2	Холодная	27	0,9500	1,0271	0,0771	7,51
3	Приводная	52	0,9500	1,0181	0,0681	7,17
3	Холодная	54	0,9500	1,0250	0,0750	7,32
4	Приводная	39	0,9500	0,9979	0,0479	5,04
4	Холодная	45	0,9500	1,0129	0,0629	6,21

На основании полученных результатов, была произведена оценка качества модели. В основу данной оценки положено использование значения размаха ошибки Δ между расчетным, полученным с использованием теоретических зависимостей, и фактическим, полученным из экспериментальных исследований, значениями ресурса детали. В дальнейшем, значения ошибки можно ввести в модель оценки степени повреждения, как один из ее параметров, что позволяет свети влияние ошибки Δ к нулю ($\Delta=0$).

Качество модели определяется по размаху ошибки Δ , значение которой для исследуемой совокупности четырех пар подшипников качения определяется из выражения:

$$K_{ПС} = \Delta_{MAX} - \Delta_{MIN} = 7,51 - 3,41 = 4,10\%, \quad (13)$$

где Δ_{MAX} - значение максимальной ошибки, из таблицы 4;

Δ_{MIN} - значение минимальной ошибки, из таблицы 4.

Полученное значение $K_{ПС}=4,10\%$, позволяет утверждать о хорошей сходимости расчетных и экспериментальных данных о ресурсе детали, следовательно о допустимости использования разработанной модели оценки степени повреждения ПК.

Выводы: Полученные в результате лабораторных исследований результаты, позволяют утверждать о возможности описания процесса накопления повреждений в ПК, описанным в предложенной статье методом. Для адаптации разработанной модели оценки степени повреждения ПК в реальных промышленных условиях, необходимо провести настройку модели, применительно к действующим уровням нагрузок и характеристик исследуемых ПК.

Список литературы: 1. Седуш В.Я. Надежность ремонт, и монтаж металлургических машин: Учебник. 3 -е изд., перераб. и доп. - К.: УМК ВО, 1992. - 368 с. 2. Прогнозирование сроков отказа деталей с учетом производственной программы металлургического предприятия / Седуш В.Я., Ченцов Н.А., Ручко В.Н. // Теория и практика металлургии. - 1998. №2. С. 43-45. 3. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1989. - 496 с. 4. Оценка использованной части ресурса деталей металлургического оборудования по усталостной прочности / Ченцов Н.А., Ручко В.Н. // Защита металлургических машин от поломок. - 1998. №3. С. 47-50. 5. Шор Я.Б., Кузьмин Ф.И. Таблицы для анализа и контроля надежности. М., "Советское радио", 1968. 284 с.

Статья поступила в редакцию 30.01.2002 г.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕОРИИ ВРЕМЕННЫХ РЯДОВ ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ

Сидоров В.А., Ошовская Е.В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The possibility of time-series theory use for technical state changing forecasting of mechanical systems is shown in the article. The stages of mathematical model building are expounded on the example of vibration changing.

Современные стратегии технического обслуживания и ремонтов (ТО и Р) оборудования базируются на планировании и проведении ремонтно-профилактических воздействий с учетом фактического технического состояния (ТС) механизмов. Неотъемлемой частью подготовки к ремонтам является прогнозирование изменения ТС на основании данных технической диагностики.

Прогнозирование ТС предполагает его определение на предстоящий интервал времени с учетом предыстории изменения диагностических параметров. Информация, требуемая для прогнозирования, представляет собой данные о ТС одного или группы однотипных объектов. Эти данные получаются в результате однократного или многократного в течение какого-то периода времени диагностирования конкретных объектов. Тогда, прогнозирование ТС элементов оборудования, которое изменяется при эксплуатации, может осуществляться одним из методов [1]: 1) прогнозирование по среднему статистическому изменению параметра технического состояния нескольких однотипных объектов; 2) прогнозирование по реализации параметра одного конкретного объекта.

Прогнозирование по среднему статистическому изменению параметра применяется в том случае, если отсутствует информация об изменении параметра технического состояния диагностируемого объекта в предыдущий период. При реализации этого метода используют функцию среднего изменения параметра, ее среднеквадратическое отклонение и средние данные по предельному состоянию, определенные для группы однотипных агрегатов.

Прогнозирование по реализации изменения параметра учитывает индивидуальные изменения диагностического параметра объекта в предыдущий период, а также характер изменения параметров совокупности однотипных объектов. Данный метод применяется, когда в процессе эксплуатации объекта предусматривается периодический контроль его диагностических параметров. В этом случае чаще всего используются разновидности аналитического прогнозирования, основанные на линейной или степенной аппроксимации изменения параметров. Однако, предшествующее прогнозированию сглаживание экспериментальных данных приводит к потере дополнительной информации и возможным ошибкам. Кроме того, часто и сам характер изменения диагностических параметров не позволяет

выполнить прогнозирование данным методом с достаточной точностью. Это относится, например, к механическим системам с быстроизменяющимся ТС и подверженным периодическим ремонтным воздействиям.

Вполне доказанным является утверждение, что параметры вибрации, особенно виброскорость, адекватно отражают совокупность признаков ТС механической системы. Для поддержания работоспособного состояния рассматриваемая система подвергается ремонтным воздействиям. Чем больше период между ремонтными воздействиями и меньше уровень возрастания вибрации между двумя ремонтами, тем выше эффективность работы ремонтной службы. Иллюстрация различного поведения однотипных машин, имеющих в своем составе в качестве исполнительного механизма двухопорный вал с межопорным расположением рабочего органа и эксплуатируемых в одинаковых условиях технического обслуживания, представлена графиками изменения вибрации в течении года, приведенными на рис. 1. Контрольные точки расположены на подшипниковых опорах: двигателя – точки 1 и 2; исполнительного механизма – точки 3 и 4. Как видно из представленных графиков, прогнозирование ТС с применением линейной или степенной аппроксимации будет приводить к значительным погрешностям из-за колебаний диагностических параметров. Поэтому в таких случаях, наиболее приемлемым является прогнозирование ТС с использованием теории временных рядов [2].

Прогнозирование изменения ТС, основанное на методах анализа временных рядов [3], включает следующие этапы: 1) графическое представление и описание поведения ряда; 2) выделение закономерных составляющих временного ряда, зависящих от времени: тренда, сезонных и циклических составляющих; 3) исследование случайной составляющей временного ряда, оставшейся после удаления перечисленных выше составляющих; 4) подбор математической модели, описывающей временной ряд, и проверка ее адекватности; 5) предсказание будущих значений ряда на основе прошлых наблюдений.

Для описания и прогнозирования значений временных рядов наибольшее распространение получили модели авторегрессии - проинтегрированного скользящего среднего в мультипликативно-аддитивной форме - АРПСС(p, d, q)(ps, ds, qs) - с учетом периода сезонности l [2-4]. Эта модель включает следующие параметры: p - порядок модели авторегрессии, d - число разностных операторов, q - порядок модели скользящего среднего, ps - порядок модели авторегрессии с учетом сезонности, ds - число сезонных разностных операторов, qs - порядок модели скользящего среднего с учетом сезонности.

Форма записи такой модели имеет вид

$$A_p(B) (1 - B)^d \cdot AS_{ps}(B^{l/g}) (1 - B^{l/g})^{ds} x_t = C_q(B) \cdot CS_{qs}(B^{l/g}) \varepsilon_t, \quad (1)$$

где $A_p(B)$ - стационарный оператор авторегрессии;

B - разностный оператор "сдвига назад";

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕОРИИ ВРЕМЕННЫХ РЯДОВ ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ

Сидоров В.А., Ошовская Е.В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The possibility of time-series theory use for technical state changing forecasting of mechanical systems is shown in the article. The stages of mathematical model building are expounded on the example of vibration changing.

Современные стратегии технического обслуживания и ремонтов (ТО и Р) оборудования базируются на планировании и проведении ремонтно-профилактических воздействий с учетом фактического технического состояния (ТС) механизмов. Неотъемлемой частью подготовки к ремонтам является прогнозирование изменения ТС на основании данных технической диагностики.

Прогнозирование ТС предполагает его определение на предстоящий интервал времени с учетом предыстории изменения диагностических параметров. Информация, требуемая для прогнозирования, представляет собой данные о ТС одного или группы однотипных объектов. Эти данные получают в результате однократного или многократного в течение какого-то периода времени диагностирования конкретных объектов. Тогда, прогнозирование ТС элементов оборудования, которое изменяется при эксплуатации, может осуществляться одним из методов [1]: 1) прогнозирование по среднему статистическому изменению параметра технического состояния нескольких однотипных объектов; 2) прогнозирование по реализации параметра одного конкретного объекта.

Прогнозирование по среднему статистическому изменению параметра применяется в том случае, если отсутствует информация об изменении параметра технического состояния диагностируемого объекта в предыдущий период. При реализации этого метода используют функцию среднего изменения параметра, ее среднеквадратическое отклонение и средние данные по предельному состоянию, определенные для группы однотипных агрегатов.

Прогнозирование по реализации изменения параметра учитывает индивидуальные изменения диагностического параметра объекта в предыдущий период, а также характер изменения параметров совокупности однотипных объектов. Данный метод применяется, когда в процессе эксплуатации объекта предусматривается периодический контроль его диагностических параметров. В этом случае чаще всего используются разновидности аналитического прогнозирования, основанные на линейной или степенной аппроксимации изменения параметров. Однако, предшествующее прогнозированию сглаживание экспериментальных данных приводит к потере дополнительной информации и возможным ошибкам. Кроме того, часто и сам характер изменения диагностических параметров не позволяет

верки ее согласия с имеющимися данными и повторения этого цикла в случае необходимости. Такой подход положен в основу имеющихся в настоящее время вычислительных прикладных программ анализа и прогнозирования временных рядов на основе обобщенной стохастической модели АРПСС (STATISTICA 4.0, StatGraphics 2.0, SPSS 6.0) [3, 5, 6].

Рассмотрим применение теории временных рядов для прогнозирования изменения вибрации. Исследования выполнялись в прикладном пакете StatGraphics 2.0 [6].

На рис. 2 приведен график изменения во времени вертикальной составляющей виброскорости в диагностической точке 2. Из графика видно, что временной ряд не является стационарным и обладает цикличностью, т.к. среднее значение анализируемой переменной и ее дисперсия изменяются во времени. Анализ графиков автокорреляционной (рис. 3а) и частной автокорреляционной (рис. 3б) функций показал, что временной ряд содержит некоторую регулярную компоненту, т.к. первый коэффициент автокорреляции выходит за пределы 95 % доверительных интервалов. Кроме того наличие регулярной компоненты подтверждают и проведенные тесты на нерегулярность [6]. На рис. 4 приведен график периодограммы временного ряда, используемый для выявления сезонной компоненты. Представленная периодограмма имеет несколько пиков, что указывает на наличие во временном ряде сезонной компоненты. Рассмотрение табличного представления периодограммы позволило установить, что наибольшую ординату (5.14) имеет пик, соответствующий 31 дню. Таким образом, модель для прогнозирования изменения временного ряда должна учитывать сезонную компоненту. Рассмотрение графика частной автокорреляционной функции (рис. 3б) позволяет отметить, что модель должна содержать хотя бы один коэффициент авторегрессии, т.к. столбик, выпадающий за 95 % доверительные границы, соответствует первому лагу.

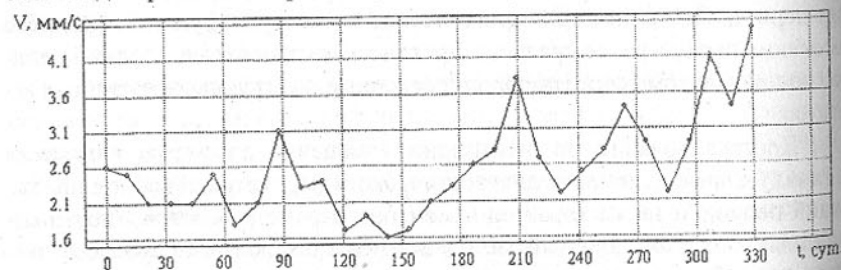


Рис. 2. График изменения во времени вертикальной составляющей виброскорости в диагностической точке 2

Как известно, одной из целей анализа временного ряда является его разложение на составляющие, среди которых выделяют: тренд, сезонные и случайные колебания. Такое разложение было выполнено и для изменения виброскорости. При этом использовалась аддитивная модель вида:

$$x_t = tr_t + s_t + \varepsilon_t,$$

где tr_t - тренд;

s_t - сезонная компонента;

ε_t - случайная составляющая ряда.

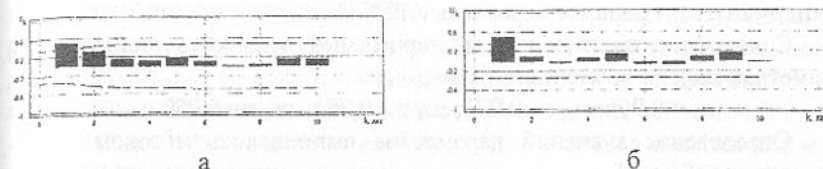


Рис. 3. Графики автокорреляционной функции (а) и частной автокорреляционной функции (б) временного ряда

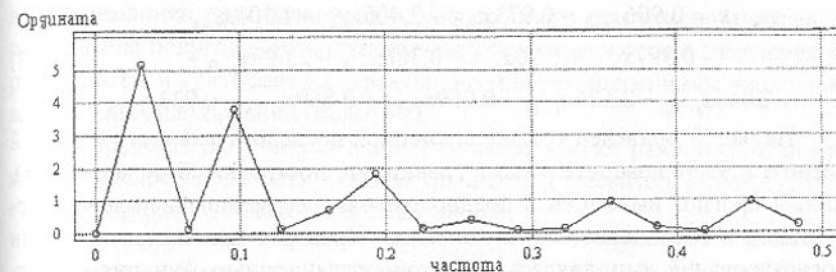


Рис. 4. Периодограмма временного ряда

Для вертикальной составляющей виброскорости в точке 2 параметр сезонности был принят равным 3 периодам (это соответствует 31 дню). Выделение составляющих ряда показало, что значения тренда вертикальной составляющей виброскорости в точке 2 на продолжении 100 дней практически оставались неизменными (период нормальной работы), далее отмечается рост виброскорости, что соответствует ухудшению технического состояния механизма (переход в зону ускоренного износа). Рассмотрение графика случайной компоненты с добавленным трендом также подтвердило отмеченные тенденции. Кроме того были определены сезонные индексы [3], значения которых показали, что наибольшее повышение виброскорости происходит каждый 2 период (каждые 20 дней).

Заключительным этапом анализа временных рядов является построение модели прогнозирования. Как отмечалось выше, модель временного ряда вертикальной составляющей виброскорости в точке 2 должна содержать минимум один член авторегрессии. Данное предположение подтвердилось при подборе модели. В результате установлено, что изменение вертикальной составляющей виброскорости в точке 2 может быть описано моделью вида АРПСС(2, 0, 0)(2, 2, 0) с периодом сезонности $lg=3$. Т.е. детерминированная составляющая этого ряда описывается моделью авторегрессии второго порядка, а сезонная составляющая - моделью авто-

регрессии второго порядка с двумя сдвигами на 3 лага.
В соответствии с выражением (1) получена модель АРСС в виде:

$$A_2(B) \cdot AS_2(B^3) (1 - B^3)^2 x_t = 0$$

или

$$(1 - a_1 B - a_2 B^2)(1 - as_1 B^3 - as_2 B^6)(1 - B^3)^2 x_t = 0, \quad (2)$$

где a_1, a_2, as_1, as_2 - параметры модели АРСС.

С помощью программы StatGraphics получены следующие оценки параметров модели временного ряда

$$a_1 = 0,906; a_2 = -0,973; as_1 = -0,781; as_2 = -0,959.$$

Определение значений параметров выполнялось методом максимального подобия [2].

Таким образом, с учетом (2) временной ряд вертикальной составляющей виброскорости в точке 2 описывается моделью:

$$x_t = 0.906x_{t-1} - 0.973x_{t-2} + 2.405x_{t-3} - 1.104x_{t-4} - 0.397x_{t-6} + 0.36x_{t-7} - 0.386x_{t-8} - 2.699x_{t-9} + 2.445x_{t-10} - 2.626x_{t-11} - 0.959x_{t-12} + 0.869x_{t-13} - 0.933x_{t-14} \quad (3)$$

На рис. 5 приведен график временной последовательности с линией прогноза и 95 % доверительными границами, построенный по модели (3). Данный прогноз выполнен в предположении неизменности условий эксплуатации и технического обслуживания. Проверка адекватности модели прогнозирования выполнялась по автокорреляционным функциям остатков. Они оказались близки к картине «белого шума» и случайным образом распределены внутри доверительного интервала.



Рис. 5. График временного ряда с линией прогноза

Проверка совпадения прогнозируемых и измеренных значений виброскорости (на моменты 341, 451, 473 и 506 дней) показала, что средняя погрешность прогноза составляет 7,8 %, что является допустимым. Изме-

ренные значения отмечены на графике (рис. 5) символом «■».

Линейная аппроксимация значений вертикальной составляющей виброскорости позволила подобрать уравнение регрессии вида $V = 1.892 + 0.0041t$, коэффициент корреляции составил около 60%. Выполненный прогноз значений виброскорости и их сравнение с измеренными значениями показал, что в этом случае средняя погрешность составляет почти 21 %. Следовательно, можно считать допустимым применение модели АРСС(2, 0, 0)(2, 2, 0) с периодом сезонности $lg=3$ для прогнозирования значений вертикальной составляющей виброскорости в точке 2.

Таким образом, приведенный пример доказывает возможность и необходимость применения теории временных рядов для прогнозирования изменения ТС оборудования. Использование теории временных рядов для прогнозирования ТС имеет преимущества перед линейной либо степенной аппроксимацией при выполнении долгосрочного прогнозирования на период свыше полугода, позволяет выявить закономерности в изменении параметров ТС и учитывает их характер, но требует достаточное число предварительных наблюдений (более 10).

Обработка полученных данных позволяет более рационально решать задачи о целесообразности и сроках проведения ремонтов, их эффективности, планировании и заказе запасных частей.

Список литературы: 1. Хазаров А.М. Техническая диагностика гидроприводов машин. - М.: машиностроение, 1979. - 112 с. 2. Бокс Дж., Дженкинс Г. Анализ временных рядов. Прогноз и управление. - М.: Мир, 1974. Вып.1 - 280 с., Вып.2 - 254 с. 3. Тюрин Ю.Н., Макаров А.А. Статистический анализ данных на компьютере. - М.: ИНФРА-М, 1998. - 528 с. 4. Плескун В.И., Воронина Е.Д. Теоретические основы организации и анализа выборочных данных в эксперименте. - Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1979. - 232 с. 5. Боровиков В.П., Боровиков И.П. STATISTICA - Статистический анализ и обработка данных в среде Windows. - М.: Информационно-издательский дом "Филин", 1997. - 608 с. 6. Дюк В. Обработка данных на ПК в примерах. - СПб: Питер, 1997. - 240 с.

Статья поступила в редакцию 18.01.2002 г.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ РАЦИОНАЛЬНОМ АНАЛИЗЕ И ПРОЕКТИРОВАНИИ СИСТЕМ ИХ КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ

Сотников А.Л., Сидоров В.А., Лукичев А.В.
(каф. МОЗЧМ, каф. ОПМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

In the article the problem of stabilization of technological processes is consid-

ered at the expense of increase of quality of diagnosing of a condition of the process equipment, perfecting of a control system of repairs and detection of defects as on an operation phase, and account of a possibility of their origin for want of designing

Результаты сбора и обработки диагностической информации на промышленных предприятиях служат для принятия решения по управлению технологическим процессом и организации ремонтных работ в период плановой остановки. Этим достигается основная цель – непрерывность выполнения технологического процесса за счет снижения вероятности возникновения неплановых остановок технологического оборудования, для выполнения ремонтных работ и ликвидации последствий аварийных ситуаций. Службы технической диагностики промышленного предприятия имеют в своем распоряжении различные (рисунок 1) по структуре и функциональным возможностям системы мониторинга (контроля) и диагностики: стационарные – в основном, являющиеся составной частью автоматизированных систем управления технологическими процессами; портативные – для выполнения индивидуальной диагностики и полустационарные (стендовые) – для комплексного контроля и диагностики.

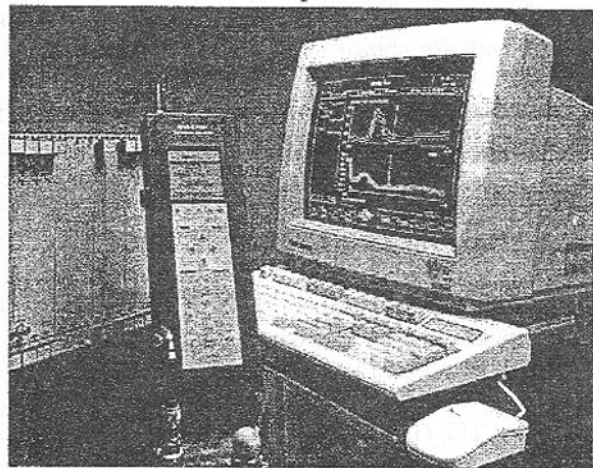


Рис. 1. Средства диагностирования Bruel and Kaer, Дания: интегрированная система мониторинга оборудования COMPASS™ с основным модулем Vibration Monitor (слева), сборщик данных 2526/2526E (в центре) и управляющий компьютер (сервер) с программным обеспечением мониторинга 7615 (справа)

Результаты анализа диагностической информации важны не только для технологов, управляющих технологическим процессом, и механиков, поддерживающих оборудование в работоспособном состоянии, но также и для инженеров-конструкторов, занимающихся проектированием новых, модернизацией и реконструкцией уже существующих машин и механиз-

мов [1]. Проведение исследовательских работ по результатам диагностирования, инженерами-конструкторами оборудования совместно с инженерно-техническими работниками предприятий, направлено на разработку новых машин, деталей и технологий производства. Этим достигается управление эксплуатационными свойствами оборудования и снижается себестоимость изготовления и металлоемкость, повышается качество продукции, увеличивается срок службы и надежность машин и их деталей.

Современные системы автоматизированного проектирования (САПР) не ориентированы на использование диагностической информации, в силу невозможности учета при проектировании всех факторов влияющих на надежность оборудования в процессе его эксплуатации. Развитие систем мониторинга и диагностики (СМид) на базе вычислительной техники позволяет решать задачи оптимального конструирования нового и модернизации существующего оборудования с учетом механических и энергетических процессов протекающих в нем при эксплуатации.

Обзор и анализ современных систем диагностирования на базе вычислительной техники показал, что общим для всех систем является наличие программного обеспечения (ПО), реализующего сбор, обработку и формирование баз данных диагностической информации, а также принятие управленческих решений. При этом базы данных представляют собой многоуровневую структуру "образа" оборудования (рисунок 2). "Образ" оборудования содержит информацию, характеризующую оборудование и необходимую для сбора и обработки информации, контроля и прогнозирования технического состояния.

Ремонтная служба промышленного предприятия (производственного цеха) на основе "образа" оборудования осуществляет планирование ремонтов, производство и приобретение запасных частей и решение других технических и управленческих задач.

В "образе" оборудования информация представлена в двух частях: статической, не изменяющейся в процессе эксплуатации оборудования и динамической – изменяющейся. В иерархии базы данных статической части отводится от трех до пяти уровней (рисунок 2), в которых указывается наименование и характеристика предприятия, цеха (подразделения), участка, машины, узлов или механизмов. Динамическая часть представляется в трех уровнях и содержит характеристику точек контроля, диагностическую информацию, полученную в этих точках, результаты обработки информации (данные о текущем техническом состоянии оборудования, срок начала упреждения прогноза, математическое ожидание ресурса детали). Диагностическая информация и результаты ее анализа упорядочиваются в хронологической последовательности сбора информации.

Последние четыре уровня иерархической базы данных СМид представляют интерес при интеграции систем диагностирования с САПР. В первую очередь это наименование и характеристика (геометрическая и ки-

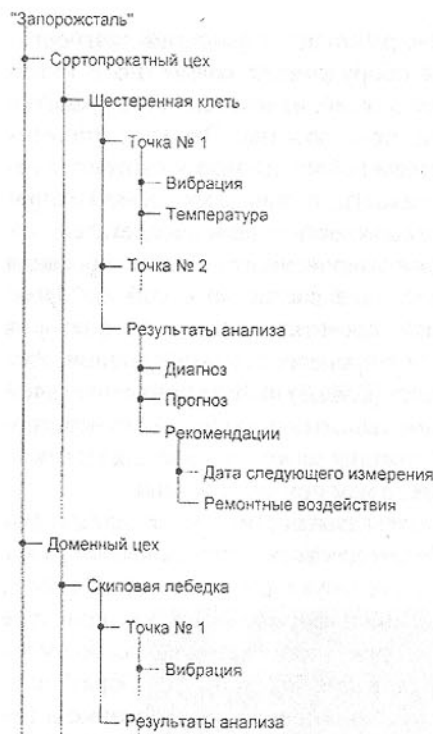


Рис. 2. Фрагмент структуры базы данных систем диагностирования

мо от стационарно установленных датчиков вывести линии коммутации к разъему расположенному в легко доступном месте.

Выбор местоположения точек контроля должен выполняться из условия обеспечения "жесткого" пути передачи контролируемого параметра (вибрации, температуры) от источника к первичному преобразователю (датчику) СМид. Локализация возмущающего источника, например, вибрации, достаточно сложная задача, т.к. оборудование имеющее даже простую кинематическую конструкцию (например, шестеренная клет) характеризуется наличием большого числа источников вибрации, приводящих к возникновению эффекта наложения частот, затрудняющего идентификацию возникших неисправностей. Помимо этого оборудование подвергается действию вибрации от рядом расположенного оборудования.

Способ крепления должен соответствовать требованиям передачи информации без потери и искажения данных, т.е. отсутствия эффекта демпфирования и нелинейности передающих систем. Существует большое количество вариантов крепления, выбор которого должен осуществляться с учетом факторов влияющих на качество сбора информации (конструк-

нематическая) машины. Во вторых – точки контроля (расположение и диагностическая информация собираемая в них).

САПР позволят управлять контролепригодностью и надежностью оборудования: решая вопросы рационального количества и местоположения точек контроля, конструктивных особенностей первичных преобразователей (датчиков) и анализа источников диагностической информации при проектировании и конструировании оборудования.

Принимая во внимание конструктивные (геометрические и кинематические) особенности оборудования и условия его эксплуатации, необходимо обеспечить свободный доступ к местам крепления датчиков при использовании портативных или стендовых СМид. Если предполагается использовать стационарные или полустационарные СМид, необходимо

тивные – контакт с движущимися элементами оборудования, физические – демпфирование, продолжительность сбора данных и др.).

Рациональное количество точек контроля лимитируется с одной стороны стоимостью датчика, а с другой – типом источника диагностической информации. Например, сбор виброакустической информации подшипникового узла рекомендуется осуществлять в трех направлениях: в осевом, вертикальном и горизонтальном, для чего требуется предварительно установить три вибродатчика либо один трехкоординатный датчик, либо выбрать направление наиболее информативное. Фирма SKF начала выпуск подшипников с встроенными датчиками [2], в стационарных системах используются безконтактные (вихретоковые) датчики. Применение подобных датчиков требует внесения изменений в конструкцию подшипниковых узлов и корпусных деталей для обеспечения вывода линий связи.

Решением вопросов расположения, крепления и количества датчиков обеспечивается соответствие проектируемого оборудования требованиям ремонтпригодности – приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказов, повреждений.

Эффективность и точность контроля технического состояния оборудования достигается применением методов диагностирования основанных на измерениях и анализе параметров и характеристик вибрации, т.с. вибрационной диагностике. Используются методы упрощенных диагностических моделей на основе амплитудно-частотных характеристик. При этом распознавание повреждений осуществляется путем отслеживания амплитуд вибрации на вычисленных информативных частотах возможного появления повреждений. Поэтому формируя "образ" оборудования необходимо выполнить предварительный просчет информативных частот – частот возможных повреждений. Целью предварительного расчета информативных частот является анализ источников диагностической информации (подшипников, зубчатых передач) для предупреждения возникновения эффекта наложения частот – совпадения резонансных частот, затрудняющего контроль изменения технического состояния оборудования.

Подход к совершенствованию надежности оборудования должен решаться индивидуально исходя из характера производства, стоимости и металлоемкости оборудования, специфических условий эксплуатации оборудования промышленных предприятий. Нельзя совершенствовать надежность прокатного стана такими же методами, как это делается, например, в автотракторной промышленности. Не статистика отказов является ключом для обеспечения надежности промышленного оборудования, а целенаправленное воздействие на эксплуатационные свойства их элементов.

Необходима разработка новых подходов к анализу диагностической информации для получения качественно новой информации о надежности оборудования и зависимости ее от механических и энергетических процессов, протекающих в оборудовании при его эксплуатации. Анализ источни-

ков контролируемых параметров процессов позволит сформулировать требования к точкам контроля для выполнения основных требований ремонтопригодности и контролепригодности, обуславливающих, в свою очередь эффективность диагностических работ (высокий уровень достоверности диагноза и раннюю идентификацию неисправностей).

По вопросам автоматизации и информатизации инженерной деятельности (конструкторско-проектировочных работ, диагностирования и др.), предлагаем посетить сервер механического факультета ДонНТУ, а именно сайт "Системы компьютеризации инженерной деятельности" (<http://m-lab.dgtu.donetsk.ua/innov/computersystem/>). На этом сайте можно ознакомиться с практическими работами в данной области различных кафедр ДонНТУ, а также получить дополнительную информацию по системам компьютеризации инженерной деятельности. Также можно предоставить свои предложения, замечания и материалы для размещения на нашем сервере.

Список литературы: 1. Лукичев Александр, Сотников Алексей. Системы компьютеризации инженерной деятельности в металлургии и машиностроении // Tehnologii Moderne, Calitate, Restructurare: Lucrările publicate au fost comunicate la Conferința Științică Internațională TMCR 2001, Chișinău. – Univestitatea Tehnică a Moldovei, 2001. Vol. 4, стр. 252-255. 2. Sensorised bearing units enhance control // Evolution: Business and technology magazine from SKF, 2000. №4. с. 39.

Статья поступила в редакцию 28.01.2002 г.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВЫХ СИЛ НА ГИБКОМ КОЛЕСЕ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Стрельников В.Н. (АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

At designing of large-sized wave gearings in heavy mechanical engineering it is critically important to take into account axial forces bringing about in kinematic couples at interaction of flexible wheel and mating links. In the article given are the results of theoretical and experimental investigations of axial forces acting on flexible wheel which agree well with each other.

В серийно выпускаемых волновых редукторах осевые силы имеют небольшие значения и не оказывают заметного влияния [1-3]. В тяжёлом машиностроении используются крупные волновые редукторы с нагрузочными моментами до $5 \cdot 10^5$ Нм и более, где осевые силы нельзя не учитывать при проектировании. Осевые силы возникают в кинематических парах, образованных дисками генератора волн и гибким колесом по причине низкой крутильной жёсткости гибкого колеса, асимметричной нагрузки генера-

тора волн, отклонения осей дисков от параллельности оси волновой передачи, люфтов в элементах конструкции генератора волн.

Гибкое колесо 1 установлено на ступице 8 выходного вала на шлицах и закреплено шайбами 9 и болтами 2, с постоянным моментом затяжки, контролировавшимся динамометрическим ключом. Осевые силы определялись тензометрированием болтов 2 и упругих втулок 3 (рис. 1 - 3), расположенных по обе стороны ступицы.

Тензорезисторы 6 смонтированы на противоположных лысках болтов 2, соединены последовательно и включены в одно рабочее плечо полумоста тензоусилителя. Аналогично установлены тензорезисторы 7 на втулках 3. Тензорезисторы 6, 7 ориентированы в радиальном направлении с отклонением осей не более $1,5-2^\circ$. Нулевая отметка угловой координаты генератора волн ($\varphi = 0$) фиксируется на осциллограмме при пересечении большой оси генератора с осью болта.

Тарировка тензорезисторов выполняется до и после испытаний приложением осевых сил к болтам и втулкам, в пределах $0 \div 5000$ Н, с интервалом 500 Н. Осциллографирование производилось одновременно для всех болтов и втулок на два осциллографа при нагрузочных моментах $M_2 = (0,5; 1,0; 1,5; 2,5; 4,0; 5,0) \times 10^5$ Нм и частоте вращения генератора $\omega_1 = 5,24$ с⁻¹. По каждому значению нагрузочного момента, записывается шесть осциллограмм тензорезисторов для двенадцати оборотов генератора волн.

Для расшифровки осциллограмм нагружения контрольного болта и упругой втулки выполняется деление полного угла оборота генератора волн 2π на удвоенное количество крепежных болтов n , $\Delta\varphi = \frac{2\pi}{2n}$. Для ка-

ждого угла φ_k , соответствующего расположению большой оси генератора волн относительно k -го болта, определяется значение ординат y_k и y'_k (рис. 3, а, б), $\varphi_k = \frac{2\pi}{n} \cdot k$, где k – порядковый номер болта.

Напряжения в сечении k -го болта $\sigma_k = \epsilon_k \cdot E$, где ϵ_k – относительное удлинение болта по результатам осциллографирования.

Определяется растягивающее усилие P_{k0} , действующее на k -й болт

$$P_{k0} = \sigma_k \cdot F = E \cdot \epsilon_k \left[\frac{\pi D^2}{4} - \frac{8}{3} h \sqrt{h(D-h)} \right], \quad (1)$$

где F – площадь сечения болта под тензодатчиками; D – диаметр болта; h – высота лыски для наклейки тензорезисторов.

При затяжке болтов момент на ключе $M_{кл}$ определяется по приближенной формуле $M_{кл} \approx 0,20 \cdot Q_0 \cdot d$, где Q_0 – усилие затяжки, действующее на болт; d – наружный диаметр резьбы. Напряжение затяжки $\sigma_{зам} = (0,4 \div 0,6) \sigma_T$. Для стали 40ХА $\sigma_m = 800$ Н/мм², $\sigma_{зам} = 0,4 \cdot 800 = 320$ Н/мм², определяется величина силы затяжки Q_0

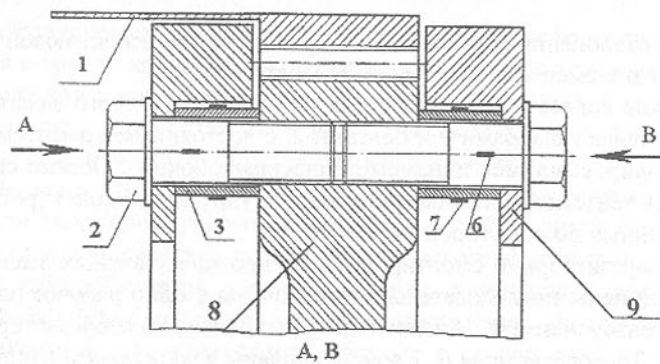


Рис. 1. Сопряжение гибкого колеса со ступицей выходного вала редуктора: 1 – гибкое колесо; 2 – болт; 3 – упругая втулка; 4 – отверстия с тензометрическими болтами и втулками; 5 – свободные отверстия; 6, 7 – тензорезисторы; 8 – ступица выходного вала

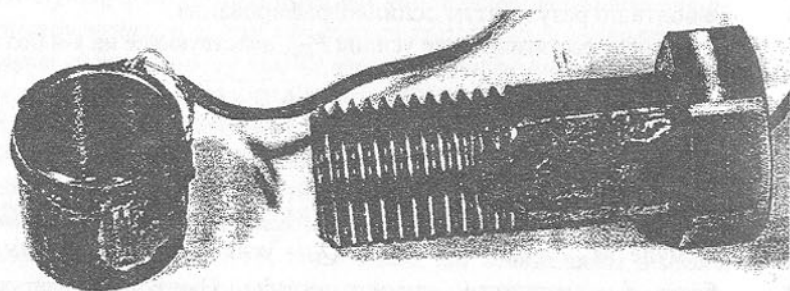


Рис. 2. Болт и упругая втулка с изоляцией тензорезисторов маслостойким покрытием

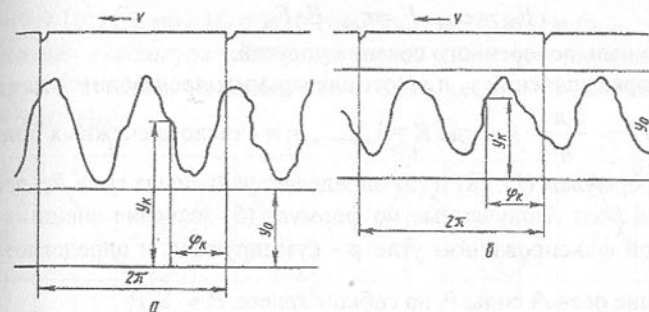


Рис. 3. Участки осциллограмм нагружения: а – болтов; б – упругих втулок

$$Q_o = \sigma_{\text{зам}} \cdot F_1, \quad (2)$$

где F_1 – площадь поперечного сечения болта по резьбе.

Растягивающая сила в гибком колесе меньше суммарной силы затяжки болтов и стык не раскрыт. С достаточной для эксперимента точностью считаем ступицу 8 и шайбу 9 абсолютно жесткими. В этом случае сумма Δ_k удлинения болта и укорочения втулки остается неизменной до раскрытия стыка (рис. 1)

$$\Delta_k = \frac{P_{k0} \cdot l}{E \cdot F} + \frac{P_{b0} \cdot h}{E \cdot F_1}, \quad (3)$$

где P_{b0} – сжимающее усилие, действующее на упругую шайбу; F – площадь поперечного сечения упругой втулки.

Сумма Δ_k равна сумме Δ_0 начальных величин удлинения болта и укорочения упругой втулки при затяжке соединения, когда отсутствует внешнее усилие, $P_k=0$

$$\Delta_0 = \frac{Q_o \cdot l}{E \cdot F} + \frac{Q_o \cdot h}{E \cdot F_1}. \quad (4)$$

Внешняя сила P_k , действующая на резьбовое соединение в области К-го болта, равна разности растягивающей силы P_{k0} и сжимающей P_{b0}

$$P_k = P_{k0} - P_{b0}. \quad (5)$$

Из равенства величин Δ_k и Δ_0 и условий (3), (4) получим выражение для определения величины силы затяжки К-го болта

$$Q_o = \frac{P_{k0} \cdot l \cdot F_1 + P_{b0} \cdot h \cdot F}{l \cdot F_1 + h \cdot F}. \quad (6)$$

С помощью выражения (6) выполняется контроль величины усилия затяжки болтов. Определяются сжимающие напряжения в К-й упругой втулке

$$\sigma_{bk} = \epsilon_{bk} \cdot E, \quad (7)$$

где ϵ_{bk} – относительное удлинение К-й упругой втулки, определяется по результатам осциллографирования.

Сжимающая сила, действующая на К-ую упругую втулку

$$P_{b0} = \sigma_{bk} \cdot F = \epsilon_{bk} \cdot E \cdot F, \quad (8)$$

где F — площадь поперечного сечения упругой.

Выборка значений y_k и y'_k осциллограммы производится для всех углов $\varphi = \varphi_k = \frac{2\pi}{n} \cdot K$, где $K = 1, 2, \dots, n$; n — число крепежных болтов.

По формулам (1), (8) и (5) определяется внешняя сила P_k , действующая на K -й болт. Полученные по формуле (5) значения внешних сил $P_1, P_2, \dots, P_n$ при фиксированном угле φ суммируются, и определяется текущее значение осевой силы P_i на гибком колесе $P_i = \sum_{k=1}^n P_k$.

После обработки осциллограмм, значения силы P_i усредняются для двенадцати оборотов генератора, при постоянном нагрузочном моменте редуктора M_2 и одинаковой угловой координате большой оси генератора волн, с периодом 2π , $\bar{P}_i = \frac{1}{12} \sum_{i=1}^{12} P_i$.

Ошибки полученных результатов можно установить по результатам опытных данных. Основную долю погрешности вносит принятое допущение об абсолютной жесткости ступицы и удерживающего кольца в резьбовом соединении. Относительная погрешность, вводимая принятым допущением абсолютной жесткости ступицы и удерживающего кольца

$$A_X = \left| \frac{Q_o - Q_o'}{Q_o} \right| \cdot 100\%. \quad (9)$$

Относительная погрешность измерения осевого растягивающей силы вызвана принятым условием абсолютной жесткости ступицы гибкого колеса и удерживающей шайбы. Это условие не вносит заметной погрешности при обработке результатов измерений, т.к. податливость ступицы и шайбы слишком мала по сравнению с податливостью болта и упругой втулки. Сила затяжки резьбового соединения связана линейным выражением с измеряемой осевой силой в гибком колесе, что следует из выражений (3), (4), (5)

$$P_k = \frac{(Q_o - P_{b0})(lF_1 + hF)}{l \cdot F_1}, \quad (10)$$

На рис. 4 по вертикали приведена осевая сила P в болтах и упругих втулках, по горизонтали угол поворота генератора волн φ . Анализ результатов показывает, что деформации в болтах и втулках имеют волновой характер. За время одного оборота эксцентрикового вала деформации имеют две волны, аналогично деформациям гибкого колеса при действии на него генератора волн. С увеличением нагрузочного момента M_2 осевая сила, воспринимаемая болтом и втулкой, увеличивается. При $M_2 = 5 \cdot 10^4$ Нм максимальное и минимальное значения осевой силы на болт $P_{b \max} = 3,8 \cdot 10^2$ Н

и $P_{b \min} = 1,9 \cdot 10^2$ Н, а при $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм, $P_{b \max} = 3,5 \cdot 10^3$ Н и $P_{b \min} = 2,2 \cdot 10^3$ Н. Относительная амплитуда колебания осевой силы, воспринимаемой болтом и упругой втулкой, уменьшается: от 50%, при $M_2 = 5 \cdot 10^4$ Нм, до 37% — при $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм.

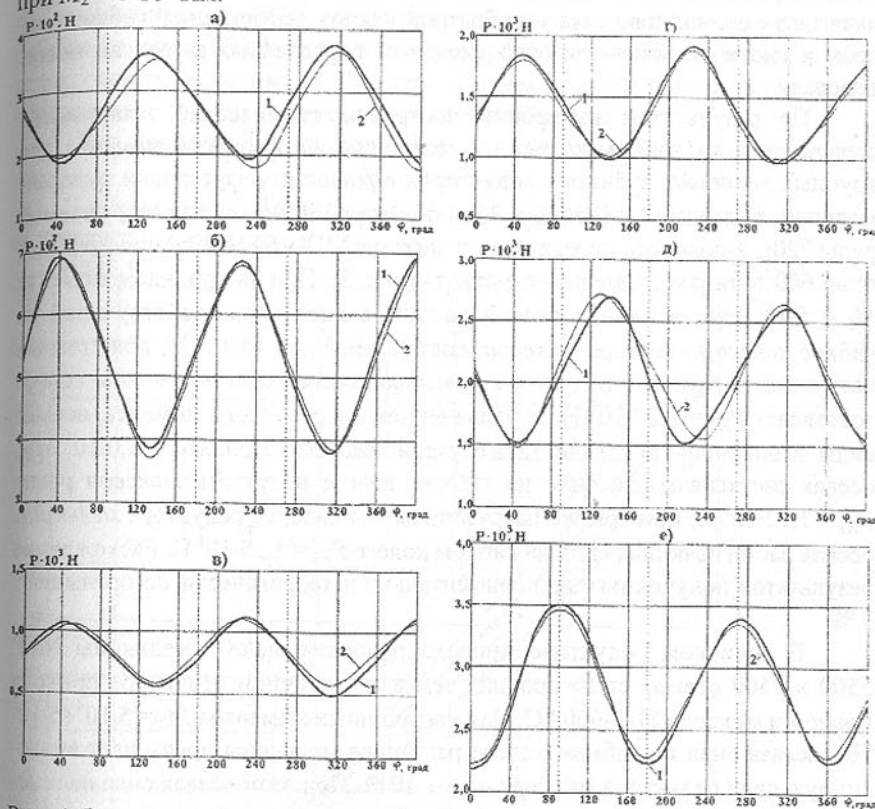


Рис. 4. Зависимость осевых сил в болтах 1 и втулках 2 от фазы вращения генератора φ , при нагрузочных моментах M_2 : а) $5 \cdot 10^4$ Нм; б) 10^5 Нм; в) $1,5 \cdot 10^5$ Нм; г) $2,5 \cdot 10^5$ Нм; д) $4,0 \cdot 10^5$ Нм; е) $5,0 \cdot 10^5$ Нм

Как следует из анализа полученных данных, расхождения показаний тензометрирования болтов и упругих втулок не превышают 5%. Сохраняется повторяемость волновой деформации исследуемых болтов и втулок за каждый оборот генератора волн. Это свидетельствует о том, что деформации в болтах и втулках связаны с деформациями гибкого колеса. Поэтому работу болтового соединения следует рассматривать в зависимости от деформаций гибкого колеса, условий его соединения с выходным валом редуктора, а также способа установки генератора волн: «плавающий» или на подшипниковых опорах.

Осевая сила на гибком колесе волновой зубчатой передачи является

некоторой функцией нагрузочного момента M_2 и равна сумме сил, действующих на крепёжные болты гибкого колеса или упругие втулки. Она однонаправлена - всегда растягивающая и не зависит от направления вращения генератора волн. Возбуждение осевых сил в волновой зубчатой передаче связано с волновой конусообразной макро - деформацией гибкого колеса, а также отклонением осей дисков от параллельности оси волновой передачи.

По результатам измерений построены графические зависимости осевой силы на гибком колесе от величины нагрузочного момента для крупных волновых зубчатых редукторов привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500 × 7500 объёмом 160 м³, массой загружаемой руды 220т, и поворота передвижного миксера МП - 600АС грузоподъёмностью 600 тонн расплавленного металла (рис. 5). При нагрузочном моменте $M_2 = 5 \cdot 10^4$ Нм величина осевой растягивающей силы, действующей на гибкое колесо редуктора миксера, составляет $P_{K1} = 1,15 \cdot 10^3$ Н; при том же нагрузочном моменте редуктора мельницы, осевая сила на гибком колесе составляет $P_{K2} = 1,27 \cdot 10^3$ Н. С увеличением нагрузочного момента, осевые силы в волновой передаче также увеличиваются. При $M_2 = 5,0 \cdot 10^5$ Нм, осевая растягивающая сила на гибком колесе редуктора миксера равна $P_{K1} = 1,12 \cdot 10^4$ Н, при том же нагрузочном моменте, на редукторе мельницы осевая растягивающая сила на гибком колесе $P_{K2} = 1,25 \cdot 10^4$ Н. Расхождение результатов полученных экспериментально и теоретически не превышает 3 %.

В волновом редукторе привода рудоразмольной мельницы МГР 5500 × 7500 осевые силы больше, чем в аналогичном редукторе привода поворота миксера МП-600АС. Для нагрузочных моментов $M_2 = 5 \cdot 10^4 \div 5 \cdot 10^5$ Нм, осевая сила на гибком колесе редуктора мельницы превышает аналогичную силу редуктора миксера на 9 ÷ 10 %. При этом осевая сила на генераторе волн редуктора мельницы больше аналогичной силы редуктора миксера на 8 ÷ 11%. Более высокие осевые силы редуктора перефутеровки мельницы, в сравнении с редуктором поворота миксера, обусловлены соотношением геометрических размеров из - за различных передаточных отношений. При одинаковых нагрузочных моментах M_2 , передаваемая мощность редуктором мельницы на 28% больше, чем редуктором миксера.

Расхождение данных теоретических и экспериментальных исследований осевых сил в волновых редукторах рудоразмольной мельницы МГР 5500 × 7500 и поворота миксера МП-600АС не превышает 6%, что свидетельствует о надёжности полученных результатов.

Источником осевых сил в волновой передаче являются кинематические пары, образованные дисками генератора волн и гибким колесом. Конструкция генератора волн не обеспечивает строгой параллельности осей дисков с общей осью волновой передачи. Перекос осей дисков генератора

волн, формирует подобие фрикционной винтовой пары с малым шагом винта: генератор - гибкое колесо. Вращение ведущего вала вызывает винтовые движения генератора, который «ввинчивается» в гибкое колесо с осевой силой P , пропорциональной нагрузочному моменту M_2 . Осевая сила, вызванная винтовым движением генератора волн, воспринимается гибким колесом. Как показали исследования, в крупных волновых редукторах осевые силы имеют большие значения, их величину необходимо определять и учитывать в процессе проектирования.

Для снижения осевых сил в крупных волновых передачах, необходимо:

- исключить «плавающую» установку генератора волн и закрепить его на подшипниковых опорах;

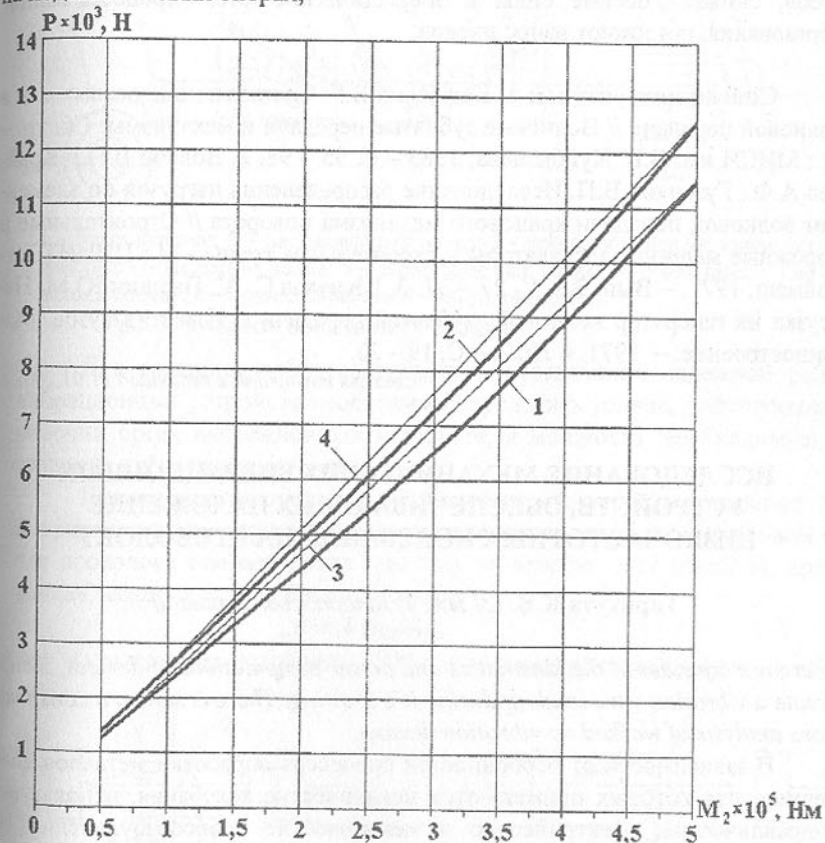


Рис. 5. Зависимость осевой силы P от нагрузочного момента M_2 на гибком колесе: 1, 3 - получены экспериментально и теоретически, соответственно, для редуктора наклона передвижного миксера МП 600АС; 2, 4 - получены экспериментально и теоретически, соответственно, для редуктора перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500 × 7500

- исключить "верчение" дисков относительно опор;
- устранить осевые люфты генератора волн и гибкого колеса;
- установить между дисками и гибким колесом промежуточное кольцо из антифрикционного материала, например бронзы;
- в зону контакта дисков с гибким колесом подвести принудительную смазку с высокими антифрикционными свойствами.

Это минимизирует перекосы осей дисков, снижает амплитуду винтового движения дисков генератора волн, существенно уменьшает осевые силы, которые при наличии зазоров, люфтов и больших, вращающихся массах, установленных с эксцентриситетом, приобретают ударный характер. Уменьшение сил трения в кинематических парах «диски – гибкое колесо», снижает осевые силы и энергетические потери процесса волнообразования, понижают износ дисков.

Список литературы: 1. Калюский В.Г. Составляющие осевых сил в волновой передаче // Волновые зубчатые передачи и механизмы: Сб. тр. – М.: МИСИ им. В.В. Куйбышева, 1985. – С. 95 – 98. 2. Волков Д.П., Крайнев А.Ф., Гузенков В.П. Исследование распределения нагрузок по элементам волновой передачи кранового механизма поворота // Строительные и дорожные машины, экскаваторы и строительные краны – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1971. – Вып. 3. – С. 27 – 32. 3. Шувалов С. А., Паршин Ю.М. Нагрузка на генератор волновой зубчатой передачи // Известия вузов. Машиностроение. – 1971. – №12. – С. 19 – 23.

Статья поступила в редакцию 11.01.2002 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ВИБРАЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ НАЛОЖЕНИЕ НИЗКОЧАСТОТНЫХ КОЛЕБАНИЙ НА ПРОВОЛОКУ

Таратута К.В. (ЗГИА, г. Запорожье, Украина)

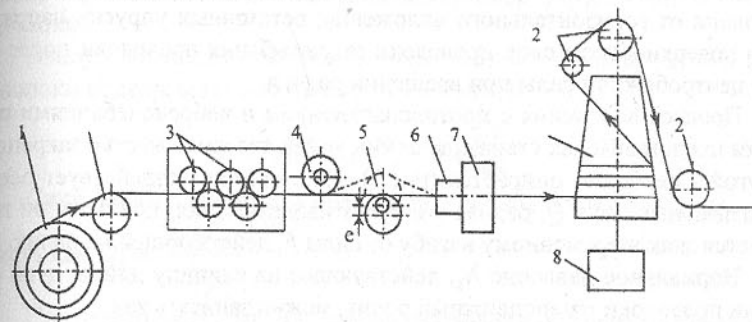
There are considered the kinematics and power computations of devices, which create a vibration wire loading during it's drawing. There is shown a constructions analysis of worked up vibration devices.

В зависимости от особенностей процессов обработки металлов давлением, для которых применяются механические колебания, используют гидравлические, электрические и механические вибровозбудители [1]. Применение в волочильном производстве электро-магнитных, пневматических и гидравлических вибрационных устройств приводит к удорожанию продукции. Поэтому в современном волочильном производстве все шире применяются механические вибрационные устройства.

Для интенсификации процесса волочения разработаны три схемы

волочения: с циклическими плоскостными колебаниями, с циклическими круговыми колебаниями, с циклическими эпициклоидными колебаниями проволоки относительно линии волочения в процессе ее протягивания через волочильный инструмент и устройство, создающее противонапряжения.

Рассмотрим первую схему волочения с созданием циклических плоскостных колебаний (рис. 1), в которой для осуществления колебаний используется ролик, имеющий эксцентриситет, установленный перед волокой в линии волочильного стана.



1 – бухта катанки; 2 – направляющий ролик; 3 – промежуточное натяжное устройство; 4 – вытяжной ролик; 5 – эксцентриковый ролик; 6 – мыльница; 7 – волокодержатель; 8 – привод барабана; 9 – тянущий барабан.

Рис. 1. Участок волочильного стана

Для создания процесса вибрации, обеспечения надежной работы вибрационных устройств необходимо определить усилие, действующее на рабочий орган вибрационных устройств, и мощность, необходимую для создания вибрации проволоки.

Гармонические плоскостные колебания проволока совершает симметрично и асимметрично относительно линии волочения. В первом случае проволока огибает ролик (рис.2,а), во втором - нет (рис.2,б), причем точка О совершает колебания по закону

$$y = A \sin \omega_1 t, \quad (1)$$

где A - амплитуда колебаний, $A = e$; e - эксцентриситет ролика; ω_1 - угло-

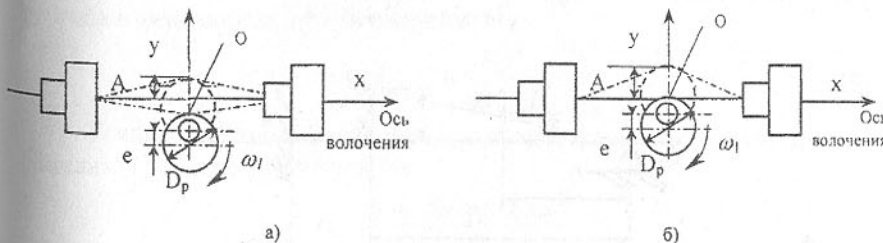


Рис. 2. Схема процесса вибрационного волочения с циклическими плоскостными колебаниями проволоки

вая скорость вращения ролика, $\omega_1 = v/R$; v - скорость перемещения проволоки; R - радиус ролика.

В процессе вибрационного волочения с симметричными колебаниями проволоки (рис. 2а) противонапряжение проволоки перед волочильным инструментом складывается из следующих составляющих: напряжения противонапряжения создаваемого натяжным устройством; напряжений в проволоке от упруго-пластического изгиба проволоки вокруг ролика; напряжения в проволоке от упруго изгиба при периодическом отклонении проволоки от горизонтального положения; остаточных упругих напряжений в поверхностном слое проволоки от разгибания проволоки после ролика; центробежной силы при вращении ролика.

Процесс волочения с противонапряжением и виброколебаниями проволоки представим как стержень, один конец которого жестко закреплен, а другой - свободно опирается (рис.3). На стержень действует осевая растягивающая сила Q , равная силе противонапряжения, при этом он подвергается знакопеременному изгибу от силы F , действующей на ролик.

Нормальное давление N_y , действующее на единицу длины дуги при трении проволоки о неподвижный ролик, можно записать как

$$N_y = \frac{2Q}{D_p},$$

где D_p - диаметр ролика.

Действие вертикальной составляющей силы противонапряжения на ролик определим при рассмотрении геометрии действующих сил:

$$F_{np} = \frac{Q \cdot y}{\sqrt{y^2 + (l-x)^2}} \quad (2)$$

где x, y - расстояние от опоры стержня до точки контакта стержня с вибрационным устройством, соответственно в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

В случае расположения ролика на середине стержня ($x = 0,5 l$), после подстановки выражения (1) в уравнение (2) имеем

$$F_{np} = \frac{Q \cdot e \cdot \sin \omega_1 t}{\sqrt{(e \cdot \sin \omega_1 t)^2 + l^2 / 4}}$$

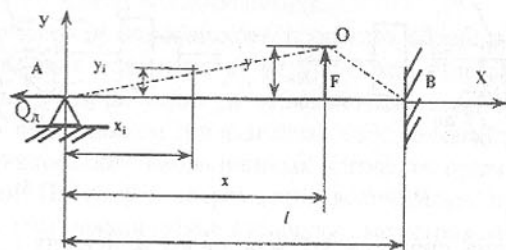


Рис. 3. Схема процесса вибрационного волочения проволоки.

При огибании ролика проволокой она изгибается по его радиусу, при этом все ее поперечные сечения подвергаются упруго-пластическому изгибу. Момент упруго-пластического изгиба можно записать как [2]

$$M_{y,n} = \sigma_m \left(W_n - \frac{1}{2} W_z \right),$$

где σ_m - предел текучести металла, W_n - момент сопротивления проволоки круглого сечения при пластическом изгибе, $W_n = \pi \cdot d^4 / 48$, d - диаметр проволоки; W_z - момент сопротивления внутренней упругой части сечения проволоки.

Ввиду сложности определения величины W_z принимаем, что виток проволоки подвергается пластическому изгибу ($W_z = 0$)

$$M_{y,n} = \sigma_m \cdot W_n = \sigma_m \frac{\pi d^4}{48}.$$

Силу, необходимую для преодоления изгиба проволоки, можно считать как $Q_p = \frac{2 \cdot M_{y,n}}{D_p}$.

При периодическом отклонении проволоки от горизонтального положения в соответствии с законом (1) поперечное перемещение любой ее точки можно рассчитать с использованием выражения [3]

$$y_i = \frac{2F_k l^3}{EI \pi^4} \left(\sin \frac{\pi x}{l} \cdot \sin \frac{\pi x_i}{l} - \frac{1}{3^4} \sin \frac{3\pi x}{l} \cdot \sin \frac{3\pi x_i}{l} + \frac{1}{5^4} \sin \frac{5\pi x}{l} \cdot \sin \frac{5\pi x_i}{l} \dots \right), \quad (3)$$

где F_k - усилие, необходимое для перемещения проволоки в вертикальной плоскости; l - расстояние между волокой и устройством, создающим противонапряжение; E - модуль упругости материала проволоки; I - момент инерции для проволоки круглого сечения, $I = \pi \cdot d^4 / 64$; x - расстояние между устройством, создающим противонапряжение, и вибрационным устройством; x_i - расстояние до точки с величиной прогиба проволоки y_i .

В силу того, что выражение (3) является быстроходящим рядом, хорошее приближение результатов определения величины прогибов к экспериментальным значениям наблюдали при ограничении его первым членом. В случае, когда сила F прикладывается в середине стержня, амплитуду прогиба можно определить по формуле

$$(y_c)_{x=l/2} = \frac{F_k l^3}{48,7 EI}. \quad (4)$$

Усилие, действующее на ролик, согласно формуле (4) с учетом выражения (1), можно рассчитать как

$$F_k = \frac{3 \cdot e \cdot \sin \omega_1 t \cdot E \pi d^4}{4 l^3}.$$

Остаточные упругие напряжения $Q_{ост}$ в поверхностном слое проволоки от ее разгибания после прохождения ролика определим с использова-

нием момента упругого изгиба

$$Q_{ост} = \frac{2M_y}{D_p} = \sigma_m \frac{\pi d^4}{16D_p}$$

Центробежные силы, вызванные вращением ролика, увеличивают усилие противонапряжения проволоки [4]

$$Q_{ц} = \frac{\pi d^2 \rho v^2}{4},$$

где d - диаметр проволоки; ρ - плотность металла проволоки.

Таким образом, при волочении с виброколебаниями проволоки по первой схеме (рис. 2а) суммарное усилие противонапряжения составит

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i = Q_d + Q_p + Q_{ост} + Q_{ц},$$

где Q_d - усилие противонапряжения, создаваемое при деформации проволоки натяжным устройством; Q_p - усилие, расходуемое на изгиб проволоки вокруг ролика; $Q_{ост}$ - усилие, расходуемое на разгибание проволоки после ролика; $Q_{ц}$ - центробежная сила.

Усилие, действующее на ролик, составляет

$$F = \sum_{i=1}^n F_i = F_{np} + F_k = y \cdot \left(\frac{Q}{\sqrt{y^2 + l^2 / 4}} + \frac{3E\pi d^4}{4l^3} \right), \quad (5)$$

где F_{np} - усилие от действия противонапряжения; F_k - усилие от колебательного отклонения проволоки.

При процессе волочения с асимметричными колебаниями проволоки выше оси волочения по первой схеме (рис. 2б) суммарное усилие противонапряжения составляет $Q = Q_d$, а усилие, действующее на ролик, определяется по формуле (5).

В процессе волочения проволоки с круговыми низкочастотными колебаниями применим специально разработанное устройство, которое создает вращательный характер колебания проволоки.

Вибрационное устройство (рис. 4) включает: подшипниковые опоры 1; подшипники качения 2, в которых установлена вращающаяся обойма 3 с отклоняющим устройством 4 в виде направляющих ползунов, на которые размещен винтовой регулирующий механизм 5. Между ползунами на оси 6 размещен ролик 7. Винтовой регулирующий механизм имеет систему противовесов 8 для уравновешенности подвижной части устройства. Электродвигатель и вращающаяся обойма соединены клиноременной передачей 9. С помощью отклоняющего устройства 4, путем изменения положения винтового регулирующего механизма 5, ролик 7, который находится на оси 6, отодвигает проволоку от оси волочения. При вращении обоймы 3 в подшипниках 2, с помощью электродвигателя и клиноременной передачи 9, происходит вращательное колебание проволоки. Это приводит к

динамическому взаимодействию проволоки и волоки и предотвращает возникновение тоннельного эффекта в смазке, что позволяет уменьшить силы трения в очаге деформации на 20%, и, таким образом, снизить энергосиловые параметры волочения и износ волок.

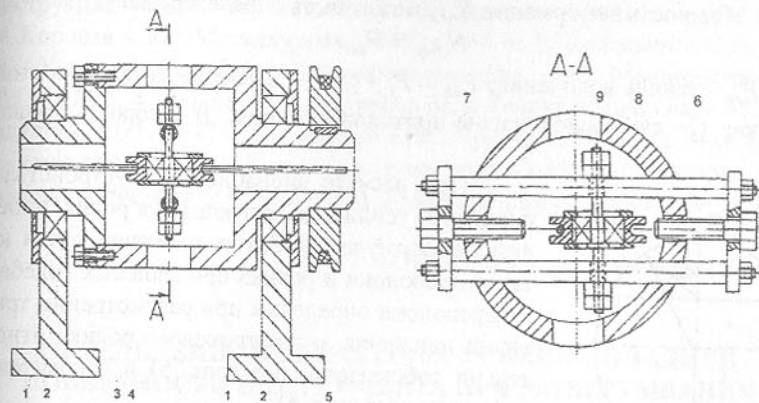


Рис. 4. Конструкция вибрационного устройства с круговыми колебаниями проволоки.

Мощность электродвигателя привода данной вибрационной установки можно рассчитать по формуле:

$$N = \sum_{i=1}^n N_i = (N_{деф} + N_{подш} + N_{кач}) \frac{1}{\eta}, \quad (6)$$

где $N_{деф}$ - мощность деформации, $N_{деф} = F \cdot v$; F - усилие на рабочий орган; $N_{подш}$ - мощность затрачиваемая на преодоление сил трения в подшипниках, $N_{подш} = 0,5 F \cdot \mu \cdot d \cdot \omega$; μ - коэффициент трения в подшипниковых опорах (для шариковых подшипников $\mu = 0,005$); d - диаметр трения в подшипниковых опорах; ω - угловая скорость вращения; $N_{кач}$ - мощность затрачиваемая на преодоление сил трения качения роликов по проволоке, $N_{кач} = F \cdot \eta$; η - коэффициент трения качения (из-за возможности проскальзывания между роликом и проволокой следует принимать $\eta = 0,8 \dots 1,0$ мм [2]).

Для создания эллиптических колебаний проволоки разработана вибрационная установка [5], в которой регулирование траектории движения проволоки происходит за счет изменения эксцентриситета e ролика, а также изменения положения ролика относительно оси волочения.

Это приводит к динамическому взаимодействию проволоки и волоки и предотвращению возникновения тоннельного эффекта в сухой смазке, что позволяет уменьшить силы трения в очаге деформации на 35%, и, таким образом, снизить энергосиловые параметры волочения и выработку волок.

Устройство приводится в движение протягиваемой проволокой и

оказывает влияние на процесс волочения (напряжение волочения) и, как следствие, на мощность двигателя приводного барабана.

Мощность двигателя приводного барабана при волочении с противонапряжением рассчитывают по формуле (6).

Мощность деформации $N_{\text{деф}}$ может быть определена как

$$N_{\text{деф}} = P_{\text{вл}} \cdot v,$$

где $P_{\text{вл}}$ - усилие волочения; $P_{\text{вл}} = P_t + Q$, P_t - давление металла на стойку волоки; Q - суммарное усилие противонапряжения; v - скорость проволоки.

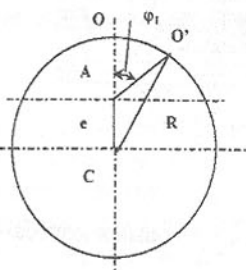


Рис. 5. Схема вращения эксцентрикового ролика в полярных координатах

При расчете вибрационного устройства на прочность усилие, действующее на ролик, определим по формуле (5). Закон движения точки контакта проволоки и ролика при сложных колебаниях проволоки определим при рассмотрении траектории движения эксцентрикового ролика относительно собственной оси (рис. 5) и относительно оси волочения (рис. 4).

Рассмотрим траекторию перемещения т. О (рис. 5) в полярных координатах в момент времени t при условии, что скорость проволоки $v = 0$. Введем обозначения: $CO' = R$ - радиус ролика; $AC = e$ - эксцентриситет ролика; $AO' = \rho_1$ - радиус вектор. Из треугольника $AO'C$ находим

$$R^2 = e^2 + \rho_1^2 + 2 \cdot e \cdot \rho_1 \cos \varphi_1, \text{ где } \varphi_1 - \text{угол поворота ролика.}$$

После преобразования получим уравнение траектории движения т. О при вращении эксцентрикового ролика:

$$\rho_1 = -e \cos \varphi_1 + \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1}. \quad (7)$$

Зная, что углы поворота ролика и обоймы соответственно равны $\varphi_1 = \omega_1 \cdot t$, $\varphi_2 = \omega_2 \cdot t$, получим

$$\varphi_1 = \varphi_2 \frac{\omega_1}{\omega_2}, \quad (8)$$

где ω_1 , ω_2 - соответственно, угловая скорость вращения ролика и обоймы.

Совместное решение уравнений (7) и (8) приводит к нахождению закона движения точки О, при одновременном вращении эксцентрикового ролика, относительно собственной оси и относительно оси волочения

$$\rho_{\text{общ}} = y = e \left[\sqrt{\left(\frac{R}{e}\right)^2 - \sin^2 \frac{\omega_1}{\omega_2} \varphi_2} - \cos \frac{\omega_1}{\omega_2} \varphi_2 \right].$$

Заключение: Разработанные конструкции и формулы расчета вибрационных машин позволяют применять их в технологическом процессе

производства проволоки.

Список литературы: 1. Вибрационные приводы в металлообработке / В. Н. Шаповал, В. Е. Маслов, Н. М. Чиглаков. - К.: Техника, 1983. - 120 с. 2. Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станов / А. А. Королев - М.: Металлургия, 1969. - 464 с. 3. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. - М.: Машиностроение, 1985. - 472 с. 4. Перлин И. Л., Ерманок М. З. Теория волочения. - М.: Металлургия, 1971. - 447 с. 5. Таратута К. В., Жук А. Я., Николаев В. О. Интенсификация процессу волочіння вібраційним навантаженням сталевому дроту // Металургическая и горнорудная промышленность. - 2001. - № 3. - С. 43-45.

Статья поступила в редакцию 11.01.2002 г.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНЫХ УСИЛИЙ ПО ЗАДНЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ИНСТРУМЕНТА ПРИ РАЗВЕРТЫВАНИИ

Татьянченко А. Г. (Донецк, ДонНТУ, Украина)

Founded on the solution of the contact elasticity problem produced the analytic expression, which connect the basic parameters of hole machining with the quantity of contact forces.

Контактные нагрузки при обработке резанием в значительной степени определяют упругие деформации и тепловой баланс в зоне резания, что в конечном итоге определяет точность механической обработки. Поскольку большинство осевых инструментов являются формообразующими, исследование упругого взаимодействия инструмента и детали по задней поверхности представляется особенно актуальным для финишных операций обработки отверстия. Особенности процесса обработки отверстий, отличающегося труднодоступностью зоны резания, препятствует исследованию экспериментальными методами и выдвигают на первый план совершенствование математической модели контактного осевого инструмента и детали.

Обычно при резании контактное взаимодействие инструмента и детали рассматривается как задача о воздействии на упругое тело (деталь) жесткого «штампа» (инструмент) различной формы. М. Ф. Полетика в работе [1] рассматривает воздействие на упругую полуплоскость «штампов» с прямолинейной (параллельной к зоне контакта и наклонной к ней) и выпуклой рабочей поверхностью. При этом задача решается исходя из предположения, что известна величина нормального усилия в зоне контакта, являющегося при обработке отверстий следствием воздействия радиальной и осевой составляющих силы резания. Однако, поскольку в

процессе обработки в результате износа изменяются не только параметры зоны контакта, но и геометрия самого инструмента, что приводит к изменению величины составляющих силы резания, подобный подход представляется недостаточно обоснованным. Для исследования упругих контактных задач при резании М.Ф. Полетика рекомендует использовать полученную Л.А. Галиным в работе [2] формулу:

$$p(x) = \frac{2N}{\pi(l+l_1)} \sqrt{\frac{x+l_1}{l-x}}, \quad (1)$$

где N - нормальное усилие, l и l_1 - составляющие длины контакта задней поверхности l_3 . Зависимость (1) позволяет определять интенсивность нормальных усилий $p(x)$ по длине контакта при воздействии на деталь прямоугольного «штампа» с эксцентричным приложением известного усилия N . При этом «штамп» может свободно поворачиваться в плоскости на определенный угол, который определяется соотношением параметров l и l_1 , зависящим, согласно [2] от характера воздействия на «штамп», т.е. инструмент, фиктивного момента M , не имеющего физического смысла при резании. Отмеченные выше недостатки препятствуют использованию формулы (1) для практических расчетов. Поэтому для получения аналитической зависимости распределения нормальных напряжений в зоне контакта по задней поверхности инструмента изменим постановку задачи, положив известным не нормальное усилие N , а глубину упругого деформирования детали, приняв ее равной величине упругого последствия обработанной поверхности H_y . Предположим, что величина H_y определяется положением точки контакта плоскости сдвига и вершины режущей кромки и связана с углом наклона плоскости сдвига Θ и радиусом округления вершины режущей кромки r известной зависимостью [3]:

$$H_y = r(1 - \cos \Theta). \quad (2)$$

На первом этапе предположим, что взаимодействие детали осуществляется со «штампом» с наклонной прямой рабочей поверхностью, отражающей геометрическую форму задней поверхности режущего инструмента (рис.1). При этом будем полагать, что в процессе деформирования угол наклона рабочей поверхности будет постоянным и равен величине

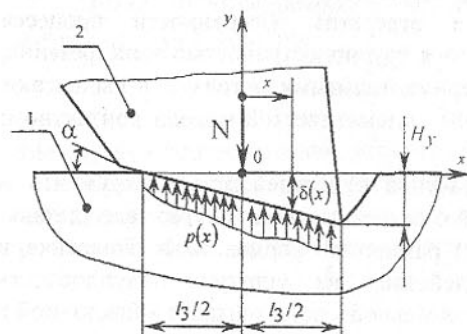


Рис. 1. Зона контакта детали 1 и инструмента 2 по задней поверхности

заднего угла в плане α . Тогда вследствие упругого последствия поверхности детали на величину H_y длина зоны контакта по задней поверхности составит

$$l_3 = H_y / \tan \alpha. \quad (3)$$

В результате упругого деформирования материала детали у ее поверхности в зоне контакта будут возникать нормальные напряжения $(\sigma_y)_y = 0$, определяющие величину нормального давления $p(x)$, действующего на инструмент, которое согласно [2] будет равно:

$$p(x) = -(\sigma_y)_{y=0} = -\frac{1}{\pi} \operatorname{Im}[w_1(z)]_{z=\infty}, \quad (4)$$

и результирующую реакцию $N = \int p(x) dx$ со стороны инструмента (рис.1).

Решение задачи по отысканию комплексной функции $w_1(z) = u_1 - iv_1$, удовлетворяющей заданным граничным условиям, носит название задачи Римана-Гильберта и подробно рассмотрено в работе [2]. Так, при отсутствии сил трения в зоне контакта, ее решение имеет вид:

$$w_1(z) = \frac{E}{2(1-\nu^2)} \frac{1}{\sqrt{(a-z)(b-z)}} \int_a^b f'(x) \frac{\sqrt{(a-x)(x-b)}}{x-z} dx + \frac{c}{\sqrt{(a-z)(b-z)}}, \quad (5)$$

а давление в зоне контакта определится зависимостью

$$p(x) = -\frac{E}{2(1-\nu^2)} \frac{1}{\sqrt{(x-a)(b-x)}} \int_a^b f'(t) \frac{\sqrt{(t-a)(b-t)}}{t-x} dt + \frac{c}{\sqrt{(x-a)(b-x)}}, \quad (6)$$

где E и ν - соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона деформируемого материала, a и b - границы зоны контакта.

Граничные условия в случае ограниченного контакта детали со «штампом» имеют вид:

$$u_1 = -\frac{\pi E}{2(1-\nu^2)} f'(x) \left. \begin{array}{l} v_1 = 0 \quad x < b \\ b < x < a \\ v_1 = 0 \quad x > a \end{array} \right\}. \quad (7)$$

В отличие от традиционной постановки [1,2] в нашем случае координата точки приложения результирующей силы N не имеет значения. Поэтому для простоты изложения можно предположить, что сила N приложена посередине зоны контакта l_3 (рис.1). В этом случае уравнение $f(x)$, соответствующее уравнению задней поверхности инструмента, в системе координат $хоу$, проходящей через середину зоны контакта, будет иметь вид

$$f(x) = \delta(x) = -H_y + \tan \alpha (x - l_3/2), \quad (8)$$

а его производная $f'(x) = \tan \alpha$. Тогда граничные условия (7) принимают вид

$$u_1 = \begin{cases} v_1 = 0 & x < -l_3/2 \\ -\frac{\pi E}{2(1-\nu^2)} \tan \alpha & -l_3/2 < x < l_3/2 \\ v_1 = 0 & x > l_3/2 \end{cases} \quad (9)$$

С учетом (9) постоянная c в (5) будет равна

$$c = -\frac{\pi \tan \alpha E}{4(1-\nu^2)} l_3 - N.$$

Тогда уравнение (5) принимает вид

$$w_1(z) = -\frac{\pi E \tan \alpha}{2(1-\nu^2)} \left[\sqrt{\frac{z-l_3/2}{z+l_3/2}} - 1 \right] - \frac{N + \frac{\pi E \tan \alpha}{4(1-\nu^2)} l_3}{\sqrt{(z-l_3/2)(z+l_3/2)}}. \quad (10)$$

Для определения N используем условие, что при $x = -l_3/2$ давление $p(x)$ должно быть ограниченным. Поскольку давление $p(x)$ является плотностью в интеграле типа Коши, функция $w_1(z)$ при $z = -l_3/2$ также должна быть ограниченной. Подставляя это условие в (11), получаем

$$-\frac{\pi E \tan \alpha}{2(1-\nu^2)} \sqrt{-l_3} - \frac{N + \frac{\pi E \tan \alpha}{4(1-\nu^2)} l_3}{\sqrt{-l_3}} = 0,$$

или после преобразований

$$N = \frac{l_3 \pi E \tan \alpha}{4(1-\nu^2)}. \quad (11)$$

Тогда с учетом (6) контактное давление $p(x)$ будет равно

$$p(x) = \frac{E \tan \alpha}{2(1-\nu^2)} \sqrt{\frac{l_3+2x}{l_3-2x}}. \quad (12)$$

Преобразовывая (11) и (12) с учетом (2) и (3), можно получить выражения для результирующей силы N

$$N = \frac{r(1-\cos \Theta)E}{4(1-\nu^2)} \quad (13)$$

и контактного давления $p(x)$

$$p(x) = \frac{E \tan \alpha}{2(1-\nu^2)} \sqrt{\frac{r(1-\cos \Theta) + 2x \tan \alpha}{r(1-\cos \Theta) - 2x \tan \alpha}}, \quad (14)$$

через производные параметров режимов резания. Из (13) видно, что результирующая сила N зависит от радиуса округления режущей кромки инструмента r , возрастая по мере затупления инструмента.

Очевидно, что рассмотренный алгоритм определения контактных

усилий по задней поверхности может быть использован и для других более сложных контактных поверхностей «штампа», точнее описывающих зону контакта с учетом округления режущей кромки и учетом зоны износа. При этом необходимо задаваться соответствующими уравнениями задней поверхности (8) и граничными условиями (9). Однако рассмотрение «штампа» с контактной поверхностью уже даже с двумя участками вызывает значительные трудности и требует специальных исследований. Поэтому для дальнейших рассуждений ограничимся пока зависимостями (13) и (14). Для получения для практических расчетов выразим в (13) и (14) r и Θ через параметры режимов резания и геометрические параметры инструмента.

Для определения угла Θ используем зависимость, предложенную С.Н. Филоненко для осевых инструментов [4]:

$$\Theta = \arctan \frac{R - \sqrt{(R-t)^2 - a_1^2}}{a_1} - \arctan \frac{R - \sqrt{R^2 - a_1^2}}{a_1}, \quad (15)$$

где $a_1 = K_a a$ - толщина срезаемой стружки, t - глубина резания, a - толщина среза, K_a - коэффициент усадки стружки. Однако эта формула не учитывает особенности работы осевого инструмента для которого характерно переменное значение угла Θ по длине рабочей части режущей кромки, что вызвано различным удалением точек режущей кромки от оси инструмента. Однако для инструментов с малым углом ϕ и снимаемым припуском, что характерно для финишных операций обработки отверстий, в качестве расчетного можно принимать значение Θ , соответствующее среднему радиусу $R_x = R - t/2$. Применительно к многолезвийному осевому инструменту толщина стружки определится зависимостью

$$a_1 = K_a s \tan \phi / z, \quad (16)$$

где z - число режущих зубьев, s - подача, ϕ - главный угол в плане, γ - передний угол. Коэффициент усадки стружки K_a в уравнении (16) определяется зависимостью [5]:

$$K_a = \sin \gamma + \frac{\cos \gamma}{k_\gamma} - \frac{\pi}{4} + \gamma, \quad (17)$$

где $k_\gamma = 0,364 + 0,466$. Тогда после преобразований выражения (16) угол сдвига Θ для осевого многолезвийного инструмента с учетом кривизны обрабатываемого отверстия будет равен

$$\Theta = \arctan \frac{(R-t/2) - \sqrt{((R-t/2) - s \tan \phi / z)^2 - (K_a s \tan \phi / z)^2}}{K_a s \tan \phi / z} - \arctan \frac{(R-t/2) - \sqrt{(R-t/2)^2 - (K_a s \tan \phi / z)^2}}{K_a s \tan \phi / z}. \quad (18)$$

Радиус округления режущей кромки r в процессе работы непрерывно увеличивается за счет износа инструмента и является функцией времени. Его величину можно определить, используя известную зависимость [6]:

$$r = r_0 + kh_3^m, \quad (19)$$

где h_3 - величина площадки износа инструмента по задней поверхности, $m=1,5$, $k=0,06$ для быстрорежущих сталей, r_0 - радиус округления режущей кромки затупленного инструмента.

Появление и рост площадки износа по задней поверхности вызвано действием адгезионно-усталостного, абразивного и диффузионного износа. Однако для инструментов из быстрорежущих сталей влиянием диффузионного износа можно пренебречь. Согласно исследованиям Т.Н. Лоладзе [7] суммарная величина адгезионно-усталостного и абразивного износа по задней поверхности определяется выражением вида

$$h_3 = CT^n. \quad (20)$$

где T - время работы, а значения коэффициентов C и n зависят от материала инструмента. После подстановки (19) в (18) окончательно получаем

$$r = r_0 + kC^m T^{nm}. \quad (21)$$

Подставляя зависимости (21) и (19) в (13), получим выражение для определения нормального усилия N действующего на заднюю поверхность инструмента в результате упругого контактного взаимодействия инструмента и детали

$$N = \frac{(r_0 + rC^m T^{nm})E}{4(1-\nu^2)} \left(1 - \cos \left(\arctan \frac{(R-t/2) - \sqrt{(R-t/2)^2 - (K_a s \tan \varphi / z)^2}}{K_a s \tan \varphi / z} + \arctan \frac{(R-t/2) - \sqrt{((R-t/2) - s \tan \varphi / z)^2 - (K_a s \tan \varphi / z)^2}}{K_a s \tan \varphi / z} \right) \right). \quad (22)$$

Выражение (22) можно значительно упростить, используя вместо (18) упрощенную формулу И.А. Тиме для определения угла сдвига Θ [4]:

$$\tan \Theta = \frac{\cos \gamma}{K_a - \sin \gamma}, \quad (23)$$

на основе которой можно получить значение $\cos \Theta$ в виде

$$\cos \Theta = \frac{K_a - \sin \gamma}{\sqrt{(K_a - \sin \gamma)^2 + \cos^2 \gamma}},$$

или с учетом (17)

$$\cos \Theta = \frac{k_\gamma^{-1} \cos \gamma - 0,25\pi + \gamma}{\sqrt{(k_\gamma^{-1} \cos \gamma - 0,25\pi + \gamma)^2 + \cos^2 \gamma}}. \quad (24)$$

Тогда, с учетом (24) уравнение (13) принимает вид

$$N = \frac{(r_0 + rC^m T^{nm})E}{4(1-\nu^2)} \left(1 - \frac{k_\gamma^{-1} \cos \gamma - 0,25\pi + \gamma}{\sqrt{(k_\gamma^{-1} \cos \gamma - 0,25\pi + \gamma)^2 + \cos^2 \gamma}} \right). \quad (25)$$

Аналогично (22) можно получить формулу для определения контактного давления на основе уравнения (14).

Из уравнений (22) и (25) видно, что величину нормального усилия N определяют следующие группы факторов: физико-механические характеристики материала детали (E , ν) характеристики процесса резания (K_a , r , C , n , m), геометрические характеристики инструмента (φ , γ , α , z) и отверстия (R), параметры режимов резания (s , t) и время обработки данным инструментом (T). Формула (22) содержит известные эмпирические зависимости и справочные данные и может быть использована при теоретических исследованиях различных процессов на задней поверхности осевого инструмента.

Таким образом, полученные в ходе исследования аналитические выражения для определения контактных усилий на задней поверхности осевого инструмента могут послужить основой для исследования характера упругие деформаций и теплового баланса в зоне резания и их влияния на точность механической обработки отверстий.

Список литературы: 1. Полетика М.Ф., Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента. - М.: Машиностроение, 1969. - 148с. 2. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости. - М.: Гостехиздат, 1953. - 264 с. 3. Исаев А.И. Процесс образования поверхностного слоя при обработке металлов резанием. - М.: Машгиз, 1950. - 380с. 4. Филоненко С.Н. Резание металлов. - К.: Техника, 1975. - 232 с. 5. Справочник инструментальщика / Под ред. И.А.Ординарцева. - М.: Машиностроение, 1987. - 846с. 6. Железнов Г.С. Определение сил, действующих на заднюю поверхность инструмента / СТИН. - 2001. - №7. - С.11-14. 7. Лоладзе Т.Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента. - М.: Машиностроение, 1982. - 320с.

Статья поступила в редакцию 25.01.2002 г.

СОСТОЯНИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ ИЗ АЛЮМОСИЛИКАТНЫХ СТРУКТУРНО-НЕОДНОРОДНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Филатов Ю.Д., Сидорко В.И., Ящук В.П., Скрыбин В.В., Крамар В.Г.
(ИСМ им. В. Н. Бакуля НАН Украины, Киевский национальный
университет им. Тараса Шевченко, г. Киев, Украина)

Results of investigation of condition of surfaces of parts of structurally-heterogeneous silica-alumina materials are presented. Comparison of data of measurement of altitude characteristics of roughness and light reflectance at $\lambda = 1,06$ micron is developed. Anomalous defects – holes and deposit that can emerge at significant intensification of polishing process are described.

Для анализа микропрофиля поверхностей образцов использовались высотные параметры шероховатости R_a , R_z и R_{max} [1], полученные с помощью профилографов-профилометров мод. 250 и "Talysurf-5-120" (фирмы «Taylor Hobson»), а также величины коэффициентов отражения света, которые определялись на лазерной установке, специально приспособленной для этой цели.

Излучение лазера на ИАГ: Nd^{3+} ($\lambda = 1,06$ мкм) после прохождения через диафрагму, которая выделяет наиболее однородную и интенсивную часть пучка, усиливается квантовым усилителем и после прохождения нелинейного кристалла (КДР) превращается в излучение видимой области спектра (вторая гармоника $\lambda = 530$ нм). Излучение второй гармоники направляется на фотоприемник (фотодиод) и на поверхность исследуемого образца. Излучение, отраженное от исследуемой поверхности, направляется на фотоприемник (ФЭУ). Интенсивность падающего на фотоприемник излучения ограничивается с помощью фильтров (до уровня линейных участков световых характеристик).

Сравнение величин коэффициентов отражения излучения второй гармоники от поверхностей деталей из алюмосиликатных материалов, измеренных с помощью лазерной установки, с параметрами шероховатости показало, что для тонкошлифованных и полированных поверхностей коэффициент отражения увеличивается с уменьшением значений параметров шероховатости R_a , R_z и R_{max} . При шероховатости обработанной поверхности: $R_a = 0,2 - 0,01$ мкм, $R_z = 0,5 - 0,1$ мкм, $R_{max} = 1,3 - 0,2$ мкм, величина коэффициента отражения света лежит в диапазоне от 2 до 6 %. При этом погрешность определения параметров шероховатости составляла 15-20 %, а коэффициента отражения света – до 1 %.

В результате экспериментальных исследований состояния поверхностей деталей из алюмосиликатных материалов, а именно микрогеометрии и отражающей способности обработанных поверхностей, установлено, что для его количественной интегральной характеристики целесообразно ис-

пользовать коэффициент отражения света. Кроме того, коэффициент отражения света зависит не только от шероховатости поверхности детали, а и от ее цветовых характеристик.

При исследовании состояния обработанных поверхностей с помощью сканирующего микроскопа-анализатора "Camscan – 4DV" установлено, что при полировании в неравновесном режиме на обработанной поверхности не наблюдаются видимые дефекты. Однако, при значительном повышении давления прижима инструмента к обрабатываемой детали на ее поверхности могут образовываться разные дефекты. На образцах из плавленного базальта после обработки полировальным инструментом на основе Cr_2O_3 выявлены каскады дефектов (глубокие выколки) и налет. На рис. 1 (а) приведены изображения дефекта (увеличение $500\times$), образованного за счет вырывов частиц износа обрабатываемого материала из глубинных слоев. Сравнение неровностей поверхности дефекта (зона Т3) внутри лунки с неровностями полированной поверхности плавленного базальта (зона Т1) позволяет считать, что лунка образована вследствие отрыва частиц износа с размерами от 2 до 20 мкм. Это свидетельствует о том, что в условиях неравновесного процесса полирования возможно образование каскада дефектов за счет отрыва частиц износа с аномально большими размерами.

Кроме того в процессе обработки именно в местах образования таких дефектов (лунок) локализуются продукты износа рабочего слоя полировального инструмента (зона Т2). При увеличении $1500\times$ (рис. 1 б) вид этой зоны дает возможность сделать вывод о том, что продукты износа рабочего слоя инструмента в виде полимерного материала связующего с зернами полировального порошка "заполняют" пустоту образованного дефекта. Анализ химического состава показывает, что продукты износа (зона Т2) содержат те же элементы, что и рабочий слой инструмента. В сравнении с зонами Т1 и Т3, они содержат Cr_2O_3 и не содержат оксидов Al_2O_3 , Mg , Ca и других, которые входят в состав обрабатываемого материала.

Рядом с дефектами, связанными с вырывом частиц износа обрабатываемого материала, на поверхности выявлен и налет в виде отдельных, дискретно расположенных фрагментов (Рис. 2). Фрагменты налета высотой порядка 4 мкм, которые по химическому составу не отличаются от полировального инструмента, располагаются на обработанной поверхности на окружности определенного радиуса, величина которого позволяет определить критическую скорость относительного перемещения инструмента и обрабатываемой детали, при которой возникают условия для его образования. При обработке образца из плавленного базальта (диаметром 60 мм) на станке мод. 6ШП-100 при частоте вращения полировального инструмента (диаметром 72 мм) $n=360$ об/мин., давлении прижима инструмента к обрабатываемой детали $p_a = 1,0$ МПа и смещении штриха $l = 15$ мм, фрагменты налета расположены между окружностями с радиусами $R_1 = 28$ мм и $R_2 = 33$ мм. Величина скорости перемещения соответствующих точек на

обрабатываемой поверхности относительно поверхности инструмента составляет 1,10 -1,25 м/с и практически совпадает с величиной характеристической скорости, определенной в [2].



а



б

Рис. 1. Дефект на обработанной поверхности

Образование налета частичек рабочего слоя инструмента (полимерного материала связующего с зернами полировального порошка) на обрабатываемой поверхности, не может быть объяснено ни известным эффектом Брауна, когда налет на обрабатываемой поверхности стекла получается за счет повторной полимеризации кремнезема [3], ни описанным в [4] эффектом, заключающимся в том, что на поверхности рабочего слоя инструмента появляется налет кремнезема за счет хемосорбции. По-видимому, общим для этих явлений есть проявление межмолекулярного взаимодействия частиц износа инструмента и обрабатываемой детали между собой и поверхностями инструмента и обрабатываемой детали. Обнаруженное явление, состоящее в том, что фрагменты налета частичек рабочего слоя инструмента на обработанной поверхности располагаются на окружности определенного радиуса, может быть объяснено только на основе анализа межмолекулярного взаимодействия между частицами износа инструмента и обрабатываемой детали в условиях неравновесного процесса полирования.

Таким образом, на основе приведенных результатов исследований состояния поверхностей алюмосиликатных материалов, обработанных в неравновесном режиме полирования, показано, что при уменьшении затрат технологической среды заметного ухудшения качества обработанных

поверхностей не наблюдается. Предотвращение возникновения описанных выше аномальных дефектов зависит от режимных и кинематических параметров процесса полирования.

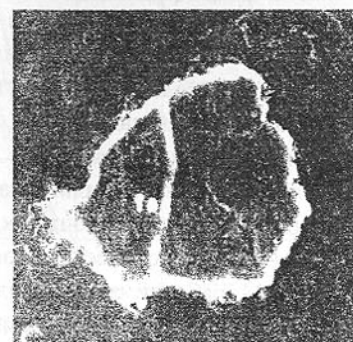
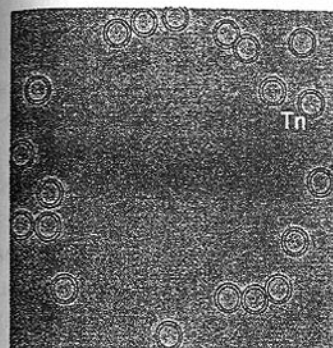


Рис. 2. Налет на обрабатываемой поверхности

Список литературы: 1. Филатов Ю.Д. Механизм образования микрорельефа поверхности при обработке стекла // Сверхтвердые материалы. - 1991.-№5. - С. 61-65. 2. Филатов Ю.Д. Наукові основи прецизійного полірування поверхонь деталей з кремнеземвміщуючих матеріалів: Автореф. дис. ...докт. техн. наук.-Київ.-1996.-35 с. 3. Brown N.J. Some speculations on the mechanisms of abrasive grinding and polishing // Precis. Eng.-1987.-v.9-p.129-138. 4. Филатов Ю.Д., Рогов В. В. Особенности процесса полирования стекла инструментом со связанным полировальным порошком // Оптика и спектроскопия.-1993.- т.74.-вып. 6.- с.1229-1235.

Статья поступила в редакцию 30.01.2002 г.

АЛМАЗНОЕ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННОЕ ШЛИФОВАНИЕ СТАЛИ Р6М5Ф3

Цокур В.П., Азарова Н.В., Дульгер Ю.В. (ДонНТУ, Донецк, Украина)

As a result of realization of researches of spark-erosive diamond grinding of high-speed steel P6M5Ф3 it is established, that the feed of technological current flow in cutting area allows to reduce the forces up to 1,5 times, and height of microroughness in 1,4 times.

Применение алмазно-абразивного инструмента на металлических связках при обработке труднообрабатываемых материалов позволяет повысить производительность обработки при снижении себестоимости технологической операции за счет уменьшения удельного расхода алмазов [1]. Ввиду прочного удержания зёрен связкой рабочая поверхность круга

слабо обновляется, что снижает стойкость круга. Для стабилизации режущей способности круга и увеличению стойкости инструмента до 10 раз применяют электроэрозионную правку, используя различные источники технологического тока [2]. В связи с тем, что в литературе отсутствуют данные по алмазно-электроэрозионному шлифованию стали Р6М5Ф3 в ДониТУ под руководством д.т.н., проф. Матюхи П.Г. были проведены эксперименты по влиянию энергии вводимых импульсов на выходные показатели алмазного шлифования.

Исследования проводились на модернизированном для электроэрозионного шлифования плоскошлифовальном станке модели ЗГ71. В качестве источника технологического тока использовался генератор импульсов ШГИ125-100М, рабочей средой был 0,3%-ный водный раствор кальцинированной соды. Исследуемые параметры определяли после правки, 15, 30, 45, 60 мин шлифования на следующих режимах:

- механических - $V_k = 35 \text{ м/с}$, $S_{пр} = 6 \text{ м/мин}$, $S_{поп} = 1,5 \text{ мм/ход}$, $t = 0,015 \text{ мм}$;
- электрических - $f = 22, 44 \text{ кГц}$.

Запись сил резания осуществлялась с помощью динамометра УДМ-100, усилителя ТА5 и осциллографа Н115.

Для регистрации координат точек режущей поверхности круга применяли устройство [3], позволяющее производить измерения координат непосредственно на станке в любые заданные промежутки времени. Для расчета износа алмазного слоя применялась методика, описанная в литературе [1]. Среднее арифметическое отклонение профиля Ra определяли на профилометре модели 283. Перед каждым экспериментом проводили электроэрозионную правку круга для удаления следов предыдущей обработки. Критерием идентичности исходных параметров рабочей поверхности круга являлось равенство сил после правки. Проводили 3 серии экспериментов: шлифование без ввода технологического тока с вводом тока с частотой $f=44 \text{ кГц}$ (энергия импульса $W=1,9 \times 10^{-3} \text{ Дж}$), с вводом тока с частотой $f=22 \text{ кГц}$ (энергия импульса $W=4,1 \times 10^{-3} \text{ Дж}$). Графики с результатами экспериментов представлены на рисунках 1, 2, 3.

Анализ полученных результатов по исследованию сил резания позволяет сделать следующие выводы:

- в первые 15 мин шлифования наблюдается резкое увеличение сил резания, что связано с формированием рабочей поверхности круга согласно механических и электрических режимов;
- после 15 мин алмазного шлифования и шлифования с вводом энергии $4,1 \times 10^{-3} \text{ Дж}$ наблюдается пропорциональное увеличение сил резания, которое можно описать прямой линией; при шлифования с частотой $f=22 \text{ кГц}$

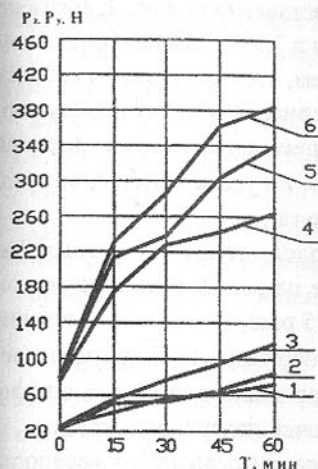


Рис. 1. Влияние энергии импульса и времени шлифования на силы резания

1, 2, 3 - сила P_z ; 4, 5, 6 - сила P_y ;
1, 4 - $f = 22 \text{ кГц}$ ($W = 4,1 \times 10^{-3} \text{ Дж}$);
2, 5 - $f = 44 \text{ кГц}$ ($W = 1,9 \times 10^{-3} \text{ Дж}$);
3, 6 - без тока.

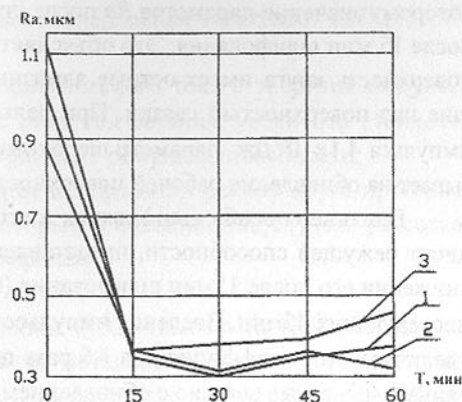


Рис. 2. Влияние времени обработки на среднее арифметическое отклонение профиля обработанной поверхности
1 - без тока, 2 - $f = 44 \text{ кГц}$, 3 - $f = 22 \text{ кГц}$.

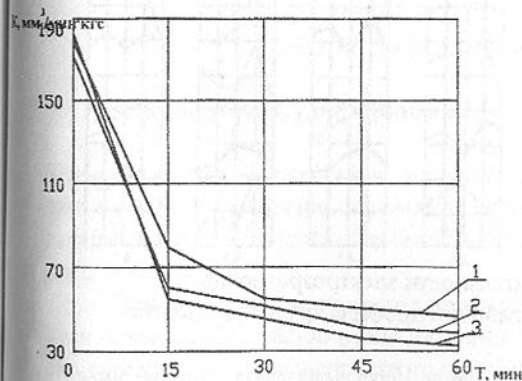


Рис. 3. Влияние продолжительности шлифования на коэффициент режущей способности в зависимости от энергии импульса
1 - $f = 22 \text{ кГц}$ ($W = 4,1 \times 10^{-3} \text{ Дж}$); 2 - $f = 44 \text{ кГц}$ ($W = 1,9 \times 10^{-3} \text{ Дж}$); 3 - без тока.

увеличение сил пропорционально времени наблюдается после 30 мин шлифования;
- после 60 мин алмазного шлифования радиальная сила P_y увеличилась в 5,45 раза, а тангенциальная P_z в 4,75 раза; при вводе в зону технологического тока с частотой $f=22 \text{ кГц}$ сила P_y увеличилась в 3,53 раза, а сила P_z в 3 раза, что указывает на положительный эффект введения в зону резания технологического тока.

Влияние способа шлифования и продолжительности обработки на среднее

арифметическое отклонения профиля Ra представлено на рис. 2, согласно которому значение параметра Ra после правки в 2,57...3,14 раза выше, чем после 15 мин шлифования. Это объясняется тем, что после правки рабочая поверхность круга имеет острые алмазные зерна, оптимально выступающие над поверхностью связки. При дальнейшем шлифовании с энергией импульса $4,1 \times 10^{-3}$ Дж параметр шероховатости Ra увеличивается, что указывает на обновление рабочей поверхности круга.

Влияние способа шлифования и его продолжительности на коэффициент режущей способности, представленные на рис. 3, говорят о резком снижении его после 15 мин шлифования (в 2,25 раза) и плавном - в течение последующих 45 мин. Введение импульсов с энергией $4,1 \times 10^{-3}$ Дж позволяет увеличить этот коэффициент в 1,6 раза по сравнению с алмазным шлифованием, что также связано с обновлением рабочей поверхности круга.

Для подтверждения выводов об обновлении режущей поверхности круга исследовались координаты рабочей поверхности круга в 30 точках при шлифовании с энергией импульса $4,1 \times 10^{-3}$ Дж, которые представлены на рис. 4.

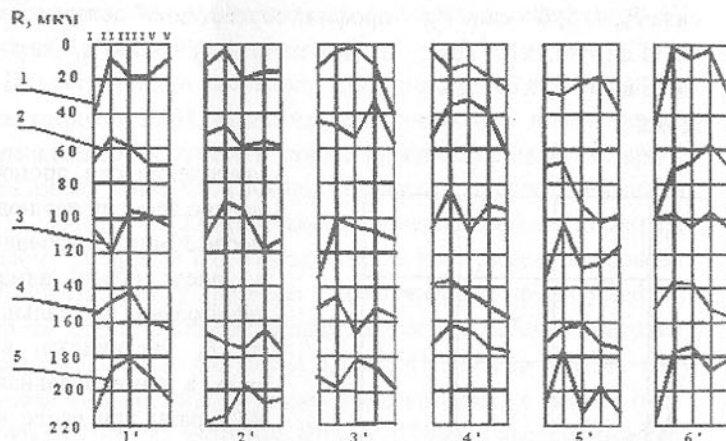


Рис. 4. Влияние продолжительности электроэрозионного шлифования стали Р6М5Ф3 на рабочий профиль круга при энергии импульса $4,1 \times 10^{-3}$ Дж

1 - координаты рельефа после правки; 2 - после 15 мин шлифования; 3 - после 30 мин шлифования; 4 - после 45 мин шлифования; 5 - после 60 мин шлифования;
I, II, III, IV, V - осевое сечение круга; 1', 2', 3', 4', 5', 6' - радиальное сечение круга.

Из рисунка следует, что характер рельефа круга в процессе шлифования изменяется, наблюдается понижение профиля на торцах круга, имеет большую величину (сечение 33°I-90мкм, 42°V-65мкм), чем в других сечениях из-за влияния поперечной подачи. Рабочий профиль круга претерпе-

вает наибольшие изменения в период обработки 15...30 мин.

Таким образом, проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

- введение в зону резания технологического тока с энергией импульса $4,1 \times 10^{-3}$ Дж позволяет снизить рост сил резания, увеличить стойкость инструмента и повысить коэффициент режущей способности;
- при алмазом электроэрозионном шлифовании рельеф круга претерпевает различные изменения, которые в большинстве случаев не согласуются с предшествующим профилем.

Список литературы: 1. Попов С.А., Малевский Н.В., Терещенко Л.М. Алмазно-абразивная обработка металлов и твердых сплавов. - М.: Машиностроение, 1977. - 263 с. 2. Шлифование с автоматической стабилизацией режущей способности круга / И.А. Голубев, Э.Я. Гродзинский, В.К. Свешников, А.И. Стебаев // Станки и инструменты. - 1984. - №1. - с.20-22. 3. Цокур В.П., Гринёв А.И. Исследование формирования осевого профиля круга при алмазном шлифовании с электроэрозионным воздействием / Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 2001. Вып. 15. - с.254-258.

Статья поступила в редакцию 30.01.2002 г.

СТРУКТУРА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО РАБОЧЕГО МЕСТА «ЗАПЧАСТИ»

Ченцов Н.А., Сулейманов С.Л. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

The comprehensive approach to a solution of a question of architecture of full and well-timed monitoring of execution of deliveries of spare parts in line fault service together with tasks of scheduling of periods and standard item of spare parts is realized

При выполнении ремонтов промышленного оборудования используется большое количество разнообразных запасных частей. В процессе своего существования запасная часть проходит ряд типовых этапов, начиная с планирования и заканчивая использованием во время проведения ремонта [1]. Этапы движения определяются при формировании сроков и объемов заказа запасных частей. Для планирования широко используются модели с постоянным периодом заказа и более редко модели с переменным периодом заказа [2], используемые в случае аварийных заказов. Ошибки в разработке поставки запасных частей приводят к двум основным последствиям: первое - отсутствие необходимых запчастей на складах, что приводит к не-

возможности выполнения ремонтов оборудования в полном объеме, из-за чего возможны его простаивания; второе – наличие на складах цеха неиспользуемых запчастей, что приводит к нерациональному использованию финансовых средств.

В настоящее время при планировании и управлении движением запасных частей все шире используется вычислительная техника, что приводит к созданию автоматизированного рабочего места (АРМа) «Запчасти». Частично структура и состав задач подобного АРМа рассмотрены при автоматизации управления движением прокатных валков [3]. В приведенных работах рассматриваются различные вопросы, связанные с управлением запасными частями. Однако в них отсутствует комплексный подход, необходимый для построения полноценного АРМа «Запчасти». В случае металлургического предприятия, постоянно ведется контроль за тысячами запасных частей, которые находятся на различных этапах движения, что обуславливает значительные объемы и сложность обрабатываемой информации. Задачи решаемые ремонтной службой можно разделить на два основных этапа: планирование запасных частей; контроль поставки и наличия запасных частей в цехе.

На этапе «Планирования запасных частей» определяются сроки и объемы заказа запасных частей для всех машин цеха, и разрабатывается план их движения. За месяц до использования, в случае текущих ремонтов, формируется месячная заявка, в которой уточняется необходимое количество запчастей. При решении этой задачи для наиболее ответственных элементов машин применяется прогнозирование отказов на базе специальных математических моделей. В случае прочих элементов широко используются экспертные оценки специалистов в этой области. Продолжительность выполнения заказа может составлять от нескольких дней до года и более.

В основе планирования лежит прогнозирование сроков и объемов использования запчастей. По подходу к планированию запасные части разделены на индивидуальные и групповые. Для любой индивидуальной запчасти известно время и место использования. Планирование индивидуальных запасных частей выполняется с учетом прогнозного срока отказа детали и продолжительности выполнения заказа. В случае групповых запасных частей известно количество однотипных запасных частей, которые должны быть использованы в течение заданного периода времени.

Для решения задач планирования групповых запасных частей можно применять модель с переменным объемом и постоянной периодичностью заказов. [1]. На основании статистики использования запасных частей определяется максимальный $Q_{\max}$ и минимальный (неснижаемый) $Q_{\min}$ запас запасных частей (рис. 1), для заданной периодичности $t_{\text{пер}}$ поставок. При таком подходе заказы деталей выполняются в моменты времени $T_{\text{заказ}}$, определяющие границы интервалов планирования, а размещенный заказ

должен быть выполнен по истечении периода времени t_e . Каждому интервалу планирования соответствует собственная интенсивность q_i потребления запасных частей.

При использовании данной модели в заданные моменты времени T_{Φ} , на основе данных о фактическом использовании запасных частей, определяется фактические наличие запасных частей Q_{Φ} и интенсивность их использования q_{Φ} . Затем, на основе этих данных, выполняется прогнозирование остатка запасных частей $Q_{\text{ост}}$ к моменту их очередного поступления. В зависимости от величины расчетного значения $Q_{\text{ост}}$ возможны два случая.

1. Отрицательное значение остатка $Q_{\text{ост}} < 0$, интервал 2 на рис. 1. В этом случае определяется время $T_{\text{доп}}$ и объем дополнительного $Q_{\text{доп}} = -Q_{\text{ост}}$ (аварийного) заказа.

2. Не отрицательное значение остатка $Q_{\text{ост}} \geq 0$. В этом случае планирование было выполнено правильно, и дополнительные заказы не выдаются.

Таким образом, можно считать, что после определения сроков и объемов заказа запасных частей определены характеристики последнего этапа движения – сроки и объемы поставки запасных частей в цех. Исходя из срока этого этапа, определяют сроки по прочим этапам. Например, выдача заказа, получение заготовки, механическая обработка детали, доставка запасной части в цех и т.д. Увеличение количества этапов обеспечивает повышение точности контроля движения запасных частей и эффективности его управления. С другой стороны это приводит к увеличению объемов данных, что значительно повышает трудоемкость решения этих задач. В связи с этим для различных запасных частей, в зависимости от степени их

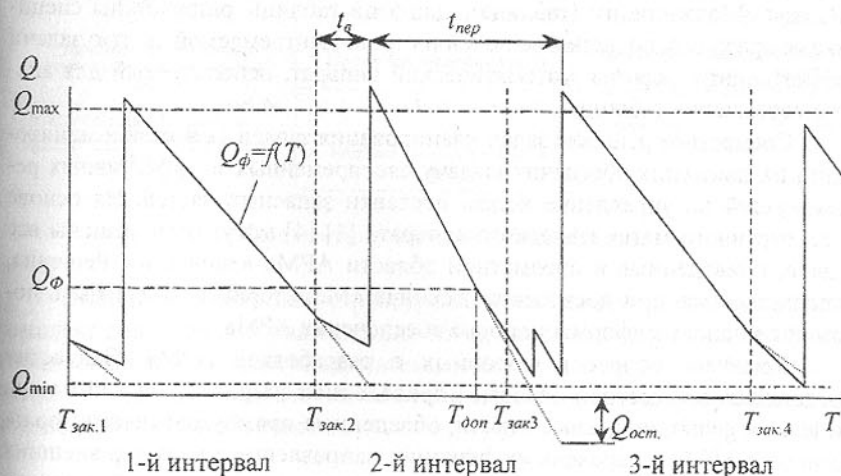


Рис. 1. График изменения объема в цехе запасных частей

ответственности используется различное количество этапов. От всех возможных, в случае ответственных деталей, до двух (выдача заказа и получение запчасти) в случае малоответственных.

На этапе «Контроля поставки и наличия запасных частей в цехе» решаются задачи контроля текущего размещения запасной части в цехе. Запасная часть считается удаленной из цеха после ее использования во время выполнения ремонта и списания. В рамках этой задачи также выполняется контроль наличия запасных частей на складах цеха для учета использования финансовых средств.

В процессе выполнения заказов на запасные части ремонтной службой непрерывно выполняется контроль их движения, включающий сравнение запланированных характеристик движения запчастей и фактических. Такой контроль назван задачей «Мониторинг» [4]. Такая задача учитывает всю информацию, описывающую предметную область запасных частей цеха и характеристики взаимосвязи между документами, обеспечивающими их поставку. На основании этих данных выполняется анализ, результаты которого оцениваются инженером по запчастям. В зависимости от полученной информации эксперт принимает решение по управлению движением запчастей. После использования запчасти в ремонте эксперт может оценить качество принятых и реализованных решений по управлению движением запасных частей.

В настоящее время задача мониторинга разделена между несколькими документами, по которым контролируется поставка запчастей. Эти документы ведутся различными представителями ремонтной службы цеха, что усложняет комплексный анализ готовности к планируемому ремонту. Формализация методов решения задач мониторинга привела к разработке таблицы «Мониторинг» (таблица). Для этой таблицы разработаны специальные правила заполнения ее полей и строк. Неотъемлемой частью задачи «Мониторинг» является математический аппарат, используемый для анализа содержания таблицы.

Совместное решение задач планирования запасных частей и мониторинга их движения обеспечит выдачу своевременных и эффективных рекомендаций на управление ходом поставки запасных частей. На основе рассмотренного математического аппарата [1] [4] могут быть решены все задачи, приведенные в предметной области АРМа «Запчасти». Решения, использованные при построении таблицы «Мониторинг», могут быть положены в основу информационного обеспечения АРМа.

Комплекс вопросов связанных с разработкой АРМа «Запчасти» представлен предметной областью приведенной на рис. 2. На ней можно выделить: функциональные задачи, обведенные прямоугольниками; пользователей АРМа и перечень их функций; направление и характер внешних связей. В решении задач принимают различные представители ремонтной службы цеха. Непосредственно в среде АРМа «Запчасти» работают инже-

неры по заказам и запасным частям. Основной объем внешних связей обслуживают мастера участков и персонал отдела снабжения завода.

Таблица – Мониторинг хода подготовки запасных частей

Наименование машины (узла, детали)	Дата ремонта (отказа)	Зап. кол-во	Нали- чие	Ед.	Выполняемый этап подготовки	Оставших- ся дней на этапе
Ремонт №1 (1Т97)	20.10.97					-4
Шпиндель клетки 950						
Уз.Вал шпиндельный N3...						
Заказ (235235)						
Муфта шпиндельная	29.10.97	1	0	шт	Сост. заявки	5
Вал N3	19.10.97	1	0	шт	Чист. обраб.	-4
Болт М36х100		16,0	12,0	кг	Утв. заявки	6
Уз. Крепление крышки						
ПОКУПНЫЕ ИЗДЕЛИЯ:						
Баббит Б83	21.10.97	450,0	500	кг	Состав. заявки	0
Ремонт №2 (2К97)	2.12.97					

АРМ «Запчасти»

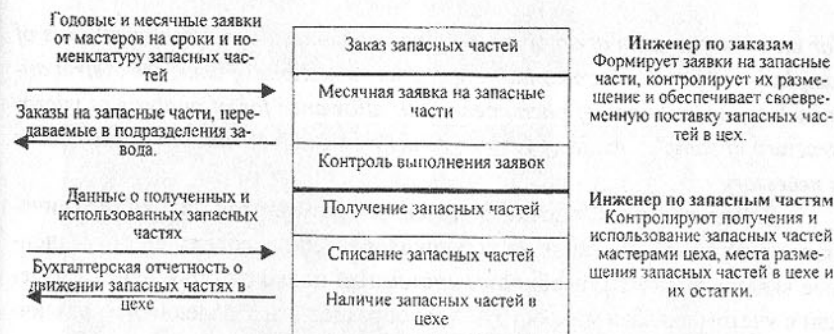


Рис.1. Предметная область АРМа «Запчасти».

Вывод: Предложенная структура АРМа «Запчасти» охватывает весь комплекс вопросов необходимых для обеспечения его эффективного функционирования. Рассмотренные математические модели могут быть положены в основу разработки математического и информационного обеспечения АРМа «Запчасти».

Список литературы: 1. Планирование сроков и объемов заказа запасных частей/ Ченцов Н.А., Сулейманов С.Л., Пашенко Е.А. // Прогрес-

сивная техника и технологии машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ. – 2001. Вып. 18 – С. 218с. 2. Планирование и организация поставок запасных частей машин и оборудования /А.И. Харин, Н.П. Бобрик, И.М. Минаева. - К.; Донецк: Виша шк. Головное изд-во, 1986 г. - 115с 3. А.Е. Кошелев, А.Э. Выгодский, Е.В. Сарычев, Э.Г. Выгодский Совершенствование учета, анализа и планирования валкового хозяйства прокатных цехов металлургического предприятия // Известия ВУЗов. Черная металлургия. – 1997. – №12. – С. 46-49. 4. Мониторинг подготовки к ремонтам / Ченцов Н.А., Сулейманов С.Л., Тесленко Э.Е.//Вопросы проектирования, эксплуатации технических систем в металлургии, машиностроении, строительстве. Сборник трудов международной научно-технической конференции в г. Старый Оскол 1999г. Ч1., Старый Оскол, 1999. 208с.

Статья поступила в редакцию 30.01.2002 г.

СТРУКТУРА И ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПОЗИЦИОННЫХ ПОРОШКОВЫХ МАТЕРИАЛОВ, СОДЕРЖАЩИХ МЕДНЕННЫЕ ВКЛЮЧЕНИЯ КОКСА

Шарифов З.З. (АзТУ, Баку, Азербайджан)

For an authentic estimation of the obtained outcomes on tribotechnical tests of samples from powder iron containing copper inclusions of coke, the system approach to explanations of phenomena with allowance for of analysis of microstructure of samples made of various structures and for want of various modes is necessary.

Для достоверной оценки полученных результатов по триботехническим испытаниям образцов из порошкового железа, содержащего медненные включения кокса, необходим системный подход к объяснениям явлений с учетом анализа микроstructures образцов, изготовленных из различных составов и при различных режимах.

Шихта для прессования состояла из порошка железа и гранул медненного по технологии [1] кокса. Прессование образцов осуществляли на гидравлическом прессе под давлением 400, 700 и 1000 МПа, а спекание в печи непрерывного действия в среде эндотермического газа при температурах 1100 и 1150 °С.

Добавка мелкодисперсного кокса (>50 мкм) в шихту способствует получению материала с гетерогенной структурой, состоящей из матрицы (железо) и коксо-медной смеси (рис. 1 а и б). Это отчетливо видно даже при 5%-ной концентрации медненного кокса в шихте. Однако, и на частицах

железа, полностью окруженных коксо-медной смесью, наблюдаются темные включения мелкодисперсного кокса. Надо заметить, что медь подавляет процесс диффузии углерода кокса в железо, способствует разложению цементита на феррит и углерод отжига (графит). Поэтому на образцах отсутствует не только следы свободного цементита, но и перлита.

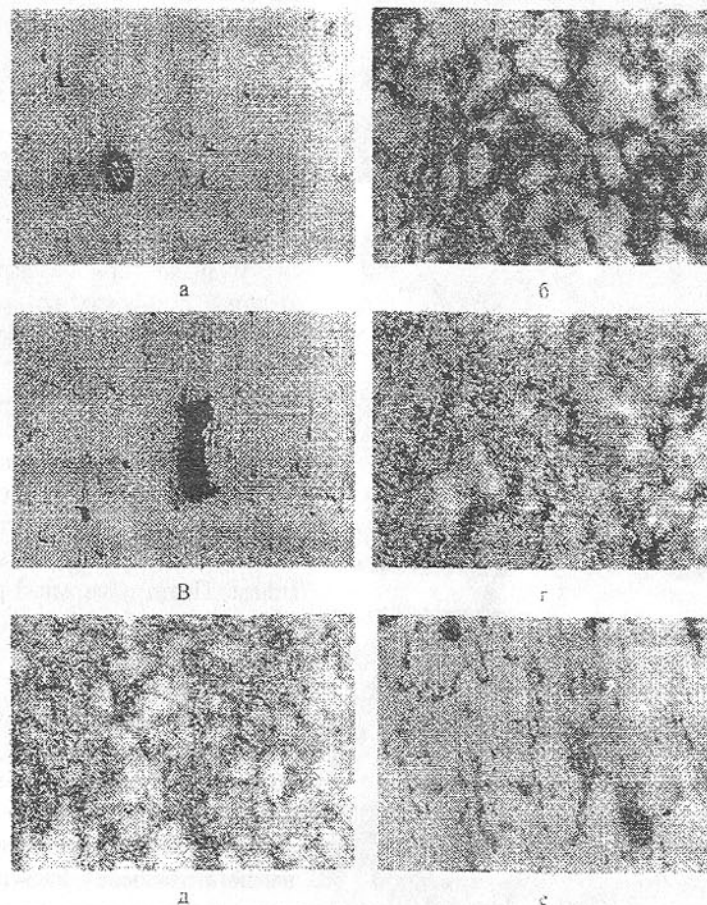


Рис.1. Микроструктура спеченного материала, содержащего 5 (а, б), 10 (в, г) и 15 (д, е) % медненного кокса дисперсностью более 50 мкм×200 а, в, д – нетравленные; б, г, е – травленные.

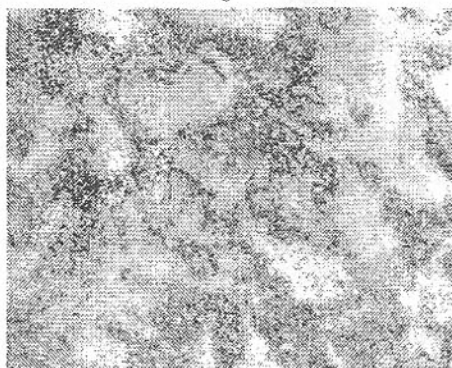
Микроструктура образцов, содержащих 10% медненного кокса, представлена медно-коксовой смесью на фоне железных частиц (рис. 1 в и г). Светлые включения меди почти полностью покрывают матрицу (железо) и тем самым образуют защитный слой на несущих частицах железа.



а



б



в

Рис. 2. Микроструктура образцов, содержащих 5% медненного кокса (дисперсность более 200 мкм), спрессованных под давлением 400 (а), 700 (б), 1000 (в) МПа.

При температуре спекания 1100°C, медный слой кокса находится в жидком состоянии, проникая между частицами железа на начальных этапах спекания и распределяясь по границам зерен на последующих, омывает их. По-видимому, медь также растворяет железо и образует ϵ -твердый раствор железа в меди, который вызывает некоторое разбухание образцов.

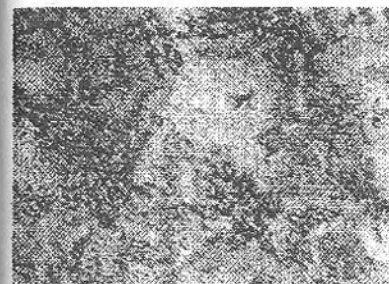
Однако при спекании образцов с высоким содержанием кокса имеющего значительную внутричастичную пористость, расплавленная медь под действием капиллярных сил втягивается во внутренние поры частиц кокса и тем самым равномерно диспергируется в нём по всему объёму сплава. Поэтому сильный рост брикетов не наблюдается.

Более грубое строение образуется на образцах, содержащих в шихте 15% медненного кокса, по сравнению с образцами, содержащими его 5 и 10% (рис.1 д и е).

Кроме того, эти образцы намного больше насыщены включениями кокса и меди. Характерно то, что на всех образцах включения кокса надёжно окружены медью, то есть плотно закреплены в металле. Это обусловлено прежде всего наследственным закреплением меди на поверхности кокса при электрохими-



а

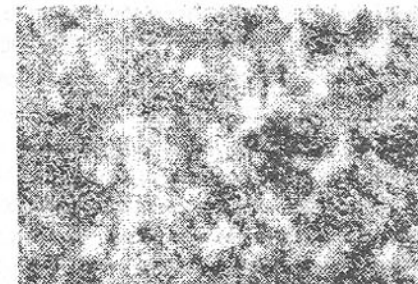


б

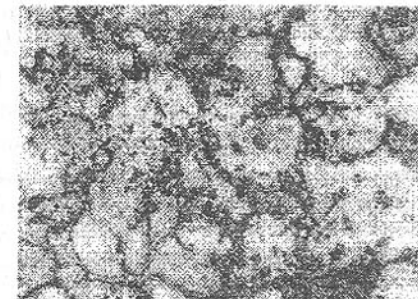


в

Рис. 3 Микроструктура спеченных образцов, содержащих 10% медненного кокса (дисперсность более 200 мкм), спрессованных под давлением 400 (а), 700 (б), 1000 (в) МПа.



а



б



в

Рис. 4 Микроструктура спеченных образцов, содержащих 15% медненного кокса (дисперсность более 200 мкм), спрессованных под давлением 400 (а), 700 (б), 1000 (в) МПа.

ческим плакированием и последующем жидкофазном спекании вследствие затекания расплавленной меди в пористый "каркас" кокса. Надо учесть, что все рассматриваемые образцы были отпрессованы под давлением 400 МПа, т.е. перепрессовка и связанное с ней выделение и выпотевание включений меди не имели места.

На рис. 2-4, представлены микроструктуры образцов с разным со-

держанием медненного кокса более крупного размера (>200 мкм) и спрессованных под давлением 400, 700 и 1000 МПа.

При сравнительно низком давлении прессования (400 МПа), пока еще пористая структура кокса сохраняется, в процессе спекания определенная часть расплавленной меди затекает в поры кокса (рис.2). Если сравнивать микроструктуры образцов, спрессованных под давлением 400, 700 и 1000 МПа, то можно видеть, что при одном и том же содержании медненного кокса (5%) включения меди значительно больше заметны на образцах, спрессованных под давлением 1000 МПа. Это свидетельствует о том, что при высоких давлениях прессования, губчатая структура кокса частично или полностью ликвидируется и расплавленная медь скапливается по границам частиц железа, растворяясь в нём и растворяя его.

Такая же тенденция сохраняется и при больших содержаниях медненного кокса в шихте (рис. 3 и 4). Но в отличие от образцов, содержащих 5% медненного кокса, кроме крупных включений меди, содержатся также грубые включения кокса. Для всех образцов характерно то, что все они покрыты медью, которая положительно будет сказываться на антифрикционных свойствах и коррозионной стойкости спеченного материала. Интересным представляется отсутствие цементита на всех образцах, даже спрессованных под высоким давлением (1000 МПа).

Для объяснения этого нами была изучена морфология композиционного материала "кокс-медь". Частицы кокса, покрытые медью, в совокупности представляют собой дендриты I и II порядков с развитой поверхностью и расстоянием вдоль центральной оси 30 - 50 мкм. Ядро материала (кокса) представляет собой вид пористого каркаса. Частицы кокса вследствие пористости закрепляются в ветвях дендритов меди, что обеспечивает их однородное и равномерное распределение в смеси и способствует формированию относительно однородной структуры материалов (рис. 3 в). Взятие кокса в "замок" медью практически его отделяет от частиц железа, подавляя диффузионную подвижность углерода.

Таким образом, практически предотвращается диффузия углерода в железо и образование твердого раствора углерода в железе и цементита.

Одним из основных факторов, определяющих триботехнические характеристики материалов при высокоскоростном трении, является адгезионное взаимодействие между трущимися поверхностями [2-4].

Поэтому важное значение при разработке композиционных материалов для нагруженных узлов трения имеет правильное легирование основы твердыми смазками. Представляет интерес вопрос изучения поведения композиционного материала на основе железа, содержащего медненный кокс в количестве 5-15 мас. % при трении.

Испытание на трение и изнашивание осуществляли на машине СМЦ-2 с использованием специальных призматических образцов размером (10×10×16) мм. На испытуемом торце образцов была сделана радиусное

скругление (R16) с помощью алмазных кругов. Контробразцом служила специальная втулка из стали 40Х, закаленная до твердости 48-50 HRC. Триботехнические характеристики определялись как среднее арифметическое трех измерений. Нагрузка трения была постоянной и равнялась - 4 МПа.

На рис. 5 представлена зависимость коэффициента трения (f) и интенсивности изнашивания (J) спеченных образцов от давления прессования и содержания медненного кокса в шихте.

Как показывают результаты испытаний, коэффициент трения f образцов снижается с увеличением давления прессования. Самый низкий коэффициент трения получается на образцах, содержащих 10% медненного кокса. Значительно высокий коэффициент трения образцов, содержащих 15 мас. % медненного кокса в шихте, по сравнению с другими образцами противоречит понятию о том, что чем больше содержания твердой смазки, тем меньше должен коэффициент трения. Это объясняется тем, что при 15%-ном содержании медненного кокса в материале, пластичные медные включения преобладают над другими, которые переносятся на контртеле повышая коэффициент трения (f).

Самые низкие значения интенсивности изнашивания (J) получены для образцов, содержащих минимальное количество (5 мас. %) медненного кокса в шихте. Это обусловлено тем, что при нагрузке трения 4 МПа большое количество кокса способствует выкрашиванию и интенсивному износу материала.

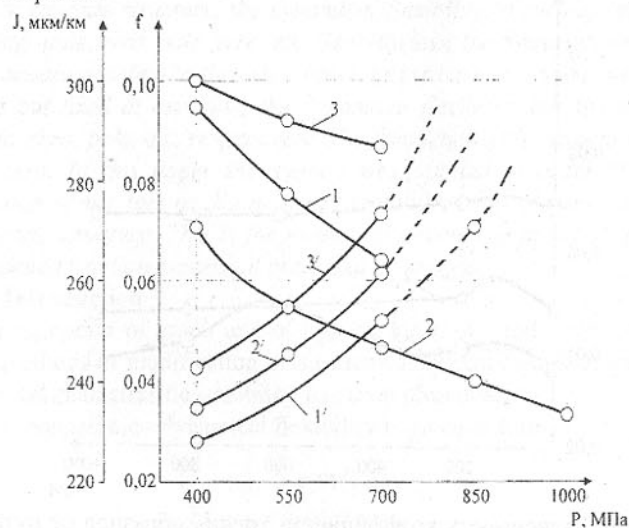


Рис.5. Зависимость триботехнических характеристик композиционного материала от давления прессования: 1, 2, 3 — коэффициент трения (f); 1', 2', 3' — интенсивность изнашивания (J)

Как показали результаты исследований, твердые включения в виде медненного кокса целесообразно вводить в количестве 5 мас.% при "конструировании" износостойких и в количестве 10 мас.% - антифрикционных материалов. Резко повысить износостойкость и нагрузочную способность такого класса материалов можно путем оптимизации технологических режимов прессования и спекания.

На рис. 6 показана зависимость коэффициента трения (f) от наработки пути трибосопряжения из стали 45 и призматического образца из материала, содержащего медненный кокс в количестве 10 мас. %.

Как следует из графика, при наработке пути трибосопряжения до 1000 метров коэффициент трения образцов стабилен. Однако несколько изменение происходит на образце, спрессованном под давлением 1000 МПа. С другой стороны, именно на этом образце получился самый низкий коэффициент трения (f). Анализируя эти данные можно видеть, что они хорошо корректируют с данными физико-механических свойств этих материалов.

Чтобы обеспечить надежность работы деталей и узлов в любых условиях, важно подобрать оптимальный состав композиционного материала. Разработка, оптимизация или подбор требуемого состава – это сложная многофакторная задача, для эффективного решения требующая нетрадиционных методов: системного подхода, статистических методов, современных информационных исследований.

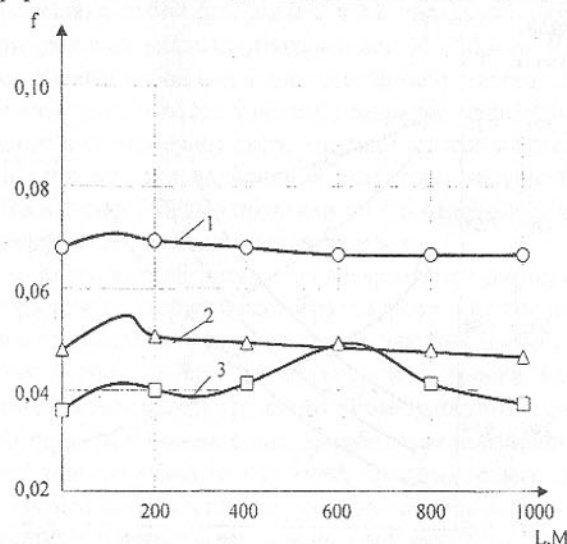


Рис. 6. Зависимость коэффициента трения образцов от пути трибосопряжения.

Список литературы: 1. Шарифов З.З. Научно-технологические ос-

новы получения композиционных порошковых материалов, содержащих медненные включения кокса. Материалы докладов международной научно-технической конференции "Проблемы машиностроения на пороге XXI века" Баку, 2000, С.115-121. 2. Баранов Н.Г. и др. Влияние содержания фтористого кальция и свинца на формирование структуры и триботехнические характеристики порошкового материала на медной основе. Порошковая металлургия.-1991.- №8.-С.78-83. 3. Юга А.Н. Исследование влияния состава и структуры медных сплавов на их фрикционные свойства при трении в различных средах: Автореф. дис... канд. техн. наук. - Киев, 1973.- С.21. 4. Заявка 58-157929. Япония. Спеченные заготовки, пригодные для изготовления деталей автомобиля, работающие в условиях сухого трения. Тосиба Т.- опубл.20.09.83.

Статья поступила в редакцию 15.01.2002 г.

MODIFICATION OF SYNTHESISED VIBRATION BAR-SYSTEMS REPRESENTED BY GRAPHS BY MEANS THE CONTINUED FRACTION EXPANSION METHOD

Buchacz A. (Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

Basing on the design of continuous free systems with definite frequency spectrum, with cascade structure, the dynamical flexibility of such systems has the alternating: pole, zero, pole, zero, etc. Nevertheless, the frequency with the zero value is always a pole. On the other hand, in the case of systems with cascade structure but fixed at one side, the dynamical flexibility has the alternating: zero, pole, zero, pole, etc. respectively. The frequency with the zero value is always a zero. In this paper the method was applied in order to structural modification of the torsionally or longitudinally vibrating mechanical system with cascade structure. This is the method of decomposition of characteristics into continued fraction expansion presented by graphs

1. Introduction

Using notion of graph and of hypergraph [1-8,] and system of notation [11,12], methods of modification of mechanical system as task of the synthesis of dynamical characteristic - mobility has been presented.

A characteristic - dynamical flexibility is given in form

$$Y(s) = \frac{\sum_{i=0}^k c_i \text{th}^i \Gamma s}{s \sum_{j=0}^l d_j \text{th}^j \Gamma s} \quad (1)$$

After transformations [4,5,9,10]

$$V(s) = sY(s), \quad (2)$$

$$r = \text{th} \Gamma s, \quad (3)$$

the mobility has been obtained as

$$V(s) = \sum_{i=0}^k c_i r^i + \sum_{j=0}^l d_j r^j, \quad (4)$$

where: $c_k, c_{k-1}, \dots, c_0, d_l, d_{l-1}, \dots, d_0$ are any real numbers, $\Gamma = \sqrt{\frac{\rho}{G}} L = \sqrt{\frac{\rho}{G^{(i)}}} L^{(i)}$,

ρ -mass density, G -Kirchhoff's modulus, $L=L^{(i)}$ - length of basic element, $s=j$, $j=\sqrt{-1}$, $c_k, c_{k-1}, \dots, c_0, d_l, d_{l-1}, \dots, d_0$ -real numbers, i, j, k, l - natural numbers, $k, l=1$.

This problem as an introduction to optimal control is discussed in more detail in the paper.

2. Continued fraction expansion method of the structural modification of the dynamical systems represented by graphs

The dynamical flexibility $Y(s)$ of torsionally (or longitudinally [3-5]) vibrating mechanical continuous bar system is given in form

$$Y(s) = \frac{c_k \text{th}^k \Gamma s + c_{k-1} \text{th}^{k-1} \Gamma s + \dots + c_0}{s(c_l \text{th}^l \Gamma s + c_{l-1} \text{th}^{l-1} \Gamma s + \dots + d_0)} \quad (5)$$

Using the transformation (2) the mobility $V(s)$ is obtained in form

$$V(s) = \frac{c_k \text{th}^k \Gamma s + c_{k-1} \text{th}^{k-1} \Gamma s + \dots + c_0}{d_l \text{th}^l \Gamma s + d_{l-1} \text{th}^{l-1} \Gamma s + \dots + d_0}, \quad (6)$$

After the next transformation (3) called Richards' transformation [3,11,12], the mobility $V(r)$ is given in form

$$V(r) = \frac{c_k r^k + c_{k-1} r^{k-1} + \dots + c_0}{d_l r^l + d_{l-1} r^{l-1} + \dots + d_0}, \quad (7)$$

where: $k, l=1$.

The method of the synthesis of transformed mobility function $V(r)$ is presented here, assuming the even number of elements, and when k is an even natural number, then $V(r)$ takes form

$$V(r) = \frac{c_k r^k + c_{k-1} r^{k-1} + \dots + c_0}{d_{k,1} r^{k-1} + d_{k,3} r^{k-3} + \dots + d_1 r} \quad (8)$$

or

$$V(r) = \frac{L_k(r)}{M_{k-1}(r)}. \quad (9)$$

After dividing in (9) the numerator by denominator - it is a first step of the synthesis - the equation below is obtained

$$V(r) = V_r^{(1)}(r) + \frac{L_{k-2}(r)}{M_{k-1}(r)} = V_r^{(1)}(r) + \frac{1}{M_{k-1}(r)} = V_r^{(1)}(r) + \frac{1}{U_2(r)} = \frac{r}{c_r^{(1)}} + \frac{1}{U_2(r)}, \quad (10)$$

where: $c_r^{(1)}$ is value of "i" synthesized discrete elastic element.

Graphical representation of the implementation of equation (10) in a form of a graph is shown in fig. 1.

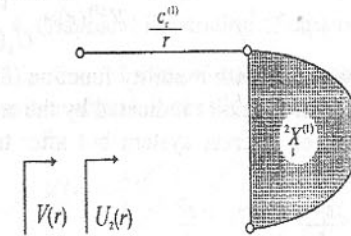


Fig. 1. Graphical illustration of equation (10)

The second step is the realization of the function $U_2(r)$ into (10). When dividing $M_{k-1}(r)$ by $L_{k-2}(r)$, $U_2(r)$ takes form

$$U_2(r) = U_2^{(2)}(r) + \frac{M_{k-3}(r)}{L_{k-2}(r)} = U_2^{(2)}(r) + \frac{1}{L_{k-2}(r)} = U_2^{(2)}(r) + \frac{1}{V_3(r)} = J_2^{(2)} r + \frac{1}{V_3(r)}, \quad (11)$$

where: $J_2^{(2)}$ -value of "i" synthesized discrete inertial element.

The graph of synthesized mechanical bar system after operation (11) is shown in fig. 2.

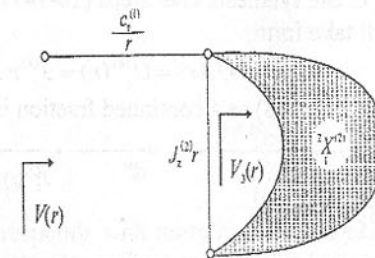


Fig. 2. Graphical illustration of equations (10) and (11)

The synthesized mobility function after operations (10-11) is given in the following form

$$V(r) = V_r^{(1)} + \frac{1}{U_2^{(2)}(r) + \frac{1}{V_3(r)}} \quad (12)$$

The third step is the realization of the mobility function $V_3(r)$ into (12) as

$$V_3(r) = V_r^{(3)}(r) + \frac{L_{k-4}(r)}{M_{k-3}(r)} = V_r^{(3)}(r) + \frac{1}{M_{k-2}(r)} = V_r^{(3)}(r) + \frac{1}{U_4(r)} = \frac{1}{c_r^{(3)}} + \frac{1}{U_4(r)}. \quad (13)$$

After execution of the operation (13) the mobility function $V(r)$ takes form

$$V(r) = V_r^{(1)} + \frac{1}{U_z(r)} + \frac{1}{V_r^{(2)}(r)} + \frac{1}{U_z(r)} + \frac{1}{V_r^{(3)}(r)} + \frac{1}{U_z(r)} \quad (14)$$

The form (14) corresponds with mobility function (8) of a graph (see fig. 3). The mobility determined at the point indicated by the arrow is identical with (8). This graph is a model of discrete system but after transformation it is a continuous system (see [3]).

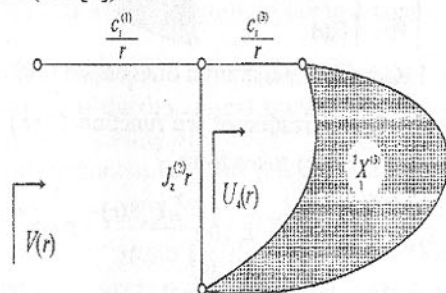


Fig. 3. Graphical illustration of the implementation of equation (14)

The process of the synthesis after steps (10-14) is to be continued until the function $U_*(r)$ will take form

$$U_+(r) = U_-^{(k)}(r) = J_-^{(k)} r, \quad (15)$$

Finally the mobility (8) as a continued fraction is obtained in form

$$V(r) = V_r^{(1)} + \frac{1}{U_z^{(2)}(r) + \frac{1}{V_r^{(3)}(r) + \frac{1}{U_z^{(4)}(r) + \frac{1}{V_r^{(5)}(r) + \frac{1}{U_z^{(6)}(r) + \frac{1}{V_r^{(7)}(r) + \frac{1}{U_z^{(8)}(r) + \frac{1}{V_r^{(9)}(r) + \frac{1}{U_z^{(10)}(r) + \frac{1}{V_r^{(11)}(r) + \frac{1}{U_z^{(12)}(r) + \frac{1}{V_r^{(13)}(r) + \frac{1}{U_z^{(14)}(r) + \frac{1}{V_r^{(15)}(r) + \frac{1}{U_z^{(16)}(r)}}}}}}}}}} = \frac{r}{c_r^{(1)}} + \frac{1}{f_z^{(2)}(r) + \frac{r}{c_r^{(3)}} + \frac{1}{f_z^{(4)}(r) + \frac{r}{c_r^{(5)}} + \frac{1}{f_z^{(6)}(r) + \frac{r}{c_r^{(7)}} + \frac{1}{f_z^{(8)}(r) + \frac{r}{c_r^{(9)}} + \frac{1}{f_z^{(10)}(r) + \frac{r}{c_r^{(11)}} + \frac{1}{f_z^{(12)}(r) + \frac{r}{c_r^{(13)}} + \frac{1}{f_z^{(14)}(r) + \frac{r}{c_r^{(15)}} + \frac{1}{f_z^{(16)}(r)}}}}}}}}}} \quad (16)$$

The form (16) corresponds with mobility function (8) of a polar graph X_{00} (see fig. 4). The mobility determined at the point indicated by the arrow is identical with (8). This graph is a model of discrete system but after transformation it is a continuous system (comp. [3]).

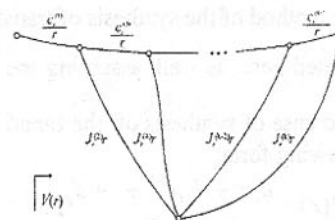


Fig. 4. Graphical illustration of equation (16)

Structural modification of dynamical characteristic of synthesized mechanical system is possible when k is an odd natural number and then $V(r)$ takes form

$$V(r) = \frac{c_k r^k + c_{k-2} r^{k-2} + \dots + c_1 r}{d_{k-1} r^{k-1} + d_{k-3} r^{k-3} + \dots + d_0} \quad (17)$$

The process of the synthesis of the mobility function (17), after steps consistent with (10-14), is to be continued until the mobility $V(r)$ will take form

$$V_k(r) = V_r^{(k)}(r) = \frac{r}{c^{(k)}}. \quad (18)$$

Finally the mobility function (17) as a continued fraction is obtained in form

$$V(r) = \frac{r}{c_r^{(1)}} + \frac{1}{J_z^{(2)} + \frac{1}{r + \frac{1}{c_r^{(3)} + J_z^{(4)} r + \dots + \frac{1}{J_z^{(k-1)} r + \frac{1}{r + c_r^{(k)}}}}} \quad (19)$$

The form (19) corresponds with mobility function (22) of a polar graph X_{00} (see fig. 5). The mobility determined at the point indicated by the arrow is identical with (17).

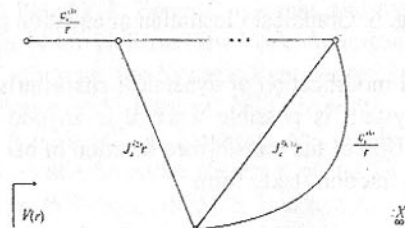


Fig. 5. Polar graph as an illustration of the implementation of the equation (19)

When $k-l=-1$, the method of the synthesis of transformed inverse function $U(r) = \frac{1}{V(r)}$, is presented here, as well, assuming the even number of elements. Then $U(r)$, as a third case of synthesis of the function of mechanical bar system, is given in the following form

$$U(r) = \frac{d_1 r^l + d_{l+2} r^{l-2} + \dots + d_0}{c_{l+1} r^{l-1} + c_{l+3} r^{l-3} + \dots + c_1 r} \quad (20)$$

or

$$U(r) = \frac{L_l(r)}{M_{l+1}(r)} \quad (21)$$

The equation (20) or (21) as a continued fraction is obtained in form

$$U(r) = J_{\infty}^{(1)} r + \cfrac{1}{\cfrac{r}{c_r^{(2)}} + J_{\infty}^{(3)} r + \cfrac{1}{\cfrac{r}{c_r^{(4)}} + \dots + \cfrac{1}{J_{\infty}^{(l-1)} r + \cfrac{1}{c_r^{(l)}}}}} \quad (22)$$

The Eq. (22) represents the inversion of mobility function of dynamical structure in form of polar graph X_{∞} (fig. 6).

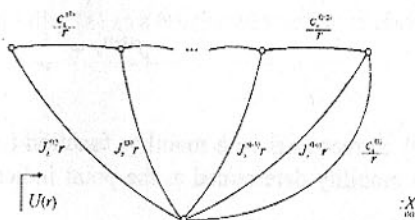


Fig. 6. Graphical illustration of equation (22)

The structural modification of dynamical characteristic - $U(r)$ of synthesized mechanical system is possible when k is an odd natural number and $k-l=-1$ and then $U(r)$ of the transformed function of bar system-after distribution its in continued fraction- takes form

$$U(r) = J_{\infty}^{(1)} r + \cfrac{1}{\cfrac{r}{c_r^{(2)}} + J_{\infty}^{(3)} r + \cfrac{1}{\cfrac{r}{c_r^{(4)}} + \dots + \cfrac{1}{J_{\infty}^{(l-1)} r + \cfrac{1}{c_r^{(l)}}}}} \quad (23)$$

The Eq. (23) represents the transformed inversion of the transformed mobility function of dynamical structure in form of polar graph X_{∞} (Fig. 7).

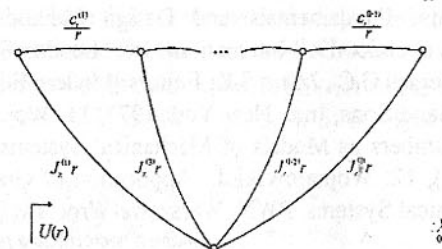


Fig. 7. Polar graph as an illustration of the implementation of the equation (23)

The above formulas and sentences in [3] are a base for the computer aided synthesis and structural modification of torsionally or longitudinally vibrating mechanical systems by the continued fraction expansion method.

2. CONCLUSION

Presented problems may be an introduction - in form of set of structures - to optimal control of set of models of discrete and continuous mechanical systems.

References: 1. Bellert S., Woźniacki H.: Analysis and synthesis of electrical systems by means of the method of structural numbers, PWN, Warszawa (1968) (in Polish), 2. Berge C.: Graphs and hypergraphs, Elsevier Publishing Amsterdam, North Holland/New York, American (1973), 3. Buchacz A.: The Synthesis of vibrating Bar-Systems Represented by Graph and Structural Numbers. ZN Politechniki Śląskiej, MECHANIKA, z. 104, (1991), (in Polish), 4. Buchacz A.: Modelling, Synthesis and Analysis of Bar Systems Characterized by a Cascade Structure Represented by Graphs. Mech. Mach. Theory, Vol.30, No 7, p. 969-986, (1995), 5. Buchacz A., Computer Aided Reverse Task of Vibrating Bar-Systems of Method of Distribution of the

Dynamical Characteristic into Partial Fraction. Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Proceedings, Vol.4, University of Oulu, pp. 1483-1488, Finland (1999), 6. Buchacz A.: Hypegraphs in Modelling of Substems of Machines as Mechanical Systems with Branched Structure. Seventh International Scientific and Engineering Conference - Machine-Building and Technosphere on the Border of the XXI Century, International Proceedings, Donetsk (2000), Vol.14, pp.182-187, 7. Buchacz A.: Modelling of Continuous Mechanical Systems by Means The Graphs Method as Introduction to Synthesis and Analysis of Bar Systems. Donetsk State Technical University, International Journal of Proceedings - Machine-Buildings and Systems, Donetsk (2001), Vol. 15, p. 277-283, 8. Buchacz A., Wojnarowski J.: Modelling Vibrating Links Systems of Nonlinear Changeable Section of Robots by the Use of Hypergraphs and Structural Numbers. Journal of the Franklin Institute, Vol. 332B, No.4, pp. 443-476, Pergamon, (1995), 9. Heinlein W.E., Holmes W. H.: Active Filters for Integrated Circuits. Fundamentals and Design Methods. R. Oldenbourg, München/ Verlag, Prentice-Hall International Inc., London/Springer, New York, Wien 1974, 10. Temeš G.C., Mitra S.K. Editors: Modern Filter-Theory and Design. John Wiley and Sons, Inc., New York 1973, 11. Wojnarowski J.: Graphs and Structural Numbers as Models of Mechanical Systems. Gliwice, PTMTS, (1977) (in Polish), 12. Wojnarowski J.: Application of Graphs in Analysis of Vibration Mechanical Systems. PWN, Warszawa-Wrocław, (1981), (in Polish),

Статья поступила в редакцию 17.01.2002 г.

COMPUTER DESIGN OF SUBSYSTEMS OF MACHINES REPRESENTED BY DISCRETE-CONTINUOUS SYSTEMS WITH DAMPING

Buchacz A., Dymarek A., Dzitkowski T.

(Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

Summary: This paper concerns formulating and solving the problem of synthesis of vibrating discrete-continuous mechanical systems with two - terminal damper. In this paper a method of synthesis to determination of structure and inertial, elastical, damping parameters has been presented. Such task may be classified as a diverse problem dynamics of vibration subsystems.

1. Introduction

Modern machines must comply with increased requirements, concerning, not only their production capability, durability, energy - efficiency and safety, but also quiet and even operation run. These problems should be addressed at the design stage, as they may hinder the performance of the machines, which in turn, may lead to considerable worsening of the working conditions of their operators. The paper is focused on an attempt to design discrete vibrating me-

chanical systems as subsystems of the machines with the required dynamical characteristics. Such task may be classified as a problem diverse to the dynamics and vibration isolation of machine subsystems. Furthermore, the task of designing the subsystems with the required frequency spectrum is understood in more general terms than the synthesis of discrete systems or even the classic design task, where the designed and constructed system complies with specific stereomechanical requirements. Hence, the structural synthesis (search for the structure of a continuous system), as well as the parametric synthesis (designation of the inertial, elastic parameters and damping parameters), constitute only a stage in the process of designing machine subsystems with the required frequency spectrum. The next stage involves determining the actual values of the structure parameters.

2 Mobility synthesis by means of the continued fraction distribution method

The scope of the paper is to discuss the method of synthesising dynamic characteristics $V(s)$ to a continued fraction, assuming the odd number of the synthesised system elements; in such case- which is one out of the four possible cases (the other three discussed in detail in [2, 3, 4, 5, 6]- dynamic characteristics $V(s)$ is as follows:

$$V(s) = \frac{1}{H} \frac{c_k s^k + c_{k-2} s^{k-2} + \dots + c_1 s}{d_{k-1} s^{k-1} + d_{k-3} s^{k-3} + \dots + d_0}, \quad (1)$$

after distributing it to a continued fraction form:

$$\begin{aligned} V(s) &= V_s^{(1)}(s) + \frac{1}{U_s^{(1)}(s) + \frac{1}{V_s^{(2)}(s) + \frac{1}{U_s^{(2)}(s) + \dots + \frac{1}{U_s^{(k-1)}(s) + \frac{1}{V_s^{(k)}(s)}}}} \\ &= \frac{s}{c_v^{(1)}} + \frac{1}{m_v^{(1)} s + \frac{1}{c_v^{(2)} + m_v^{(2)} s + \dots + \frac{1}{m_v^{(k-1)} s + \frac{1}{c_v^{(k)}}}}} \end{aligned} \quad (2)$$

The graphic representation of formula (2) is the graph presented in Fig. 1, which has been defined by Berge [1], whereas the notations have been derived from Wojnarowski's formulation [7].

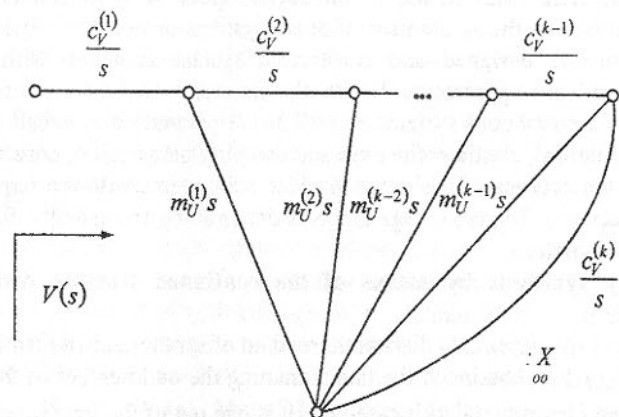


Fig. 1. Polar graph as an illustration of the implementation of equation (2)

The method discussed in this chapter is used for synthesising both discrete and continuous systems. Also, on the grounds of this method an attempt was made to synthesise discrete-continuous systems. The method for discrete systems was discussed in detail on the complex variable plane s . It can also be applied to the synthesis of continuous systems if the results are transformed again. Such re-transformation has a reciprocally unique character with regard to the structure, as well as to the values of the system elements [2, 3, 4, 5, 6]. The difference between the method used for synthesising continuous systems and the one used for discrete systems involves adopting the following transformation type for continuous systems:

$$p = th \gamma s, \quad (3)$$

or

$$r = th \frac{1}{2} \gamma s. \quad (4)$$

where: $\gamma = \frac{p}{E} \cdot l$, $s = -i\omega$.

By representing (3) and (4) mobility function $V(s)$ of the discussed system is transformed into $V(p)$, $V(r)$ function.

In the course of the synthesis of the systems on planes p and r , the values of the parameters that should be transformed from plane p onto plane r or s are obtained [2, 3, 4, 6].

The procedure for synthesising discrete-continuous systems with cascade structure is presented in fig. 2.

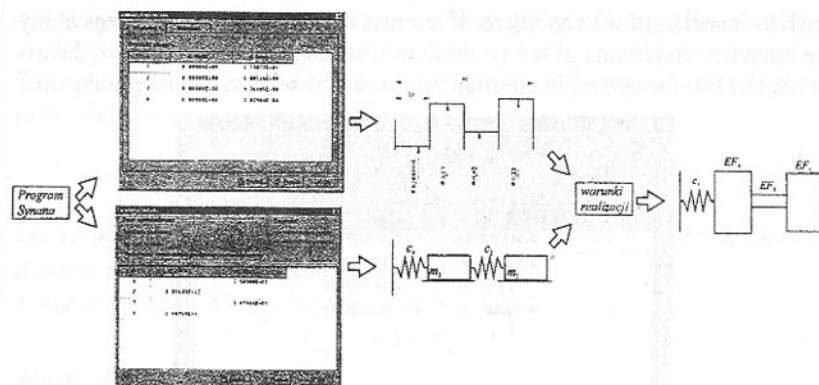


Fig. 2. Diagram of the synthesis of discrete-continuous systems with cascade structure.

3. Synthesis of discrete-continuous systems with cascade structure

The synthesis of discrete-continuous systems was conducted on the basis of the software designed for discrete and continuous systems vibrating longitudinally [2 ÷ 6].

The assumed input parameters of the desired structure of the synthesised system by means of the continued fraction distribution method are as follows:

- $l = 10 \text{ mm}$,
- $H = 500$,
- values of poles:
 $f_0 = 0.01 \text{ kHz}$, $f_2 = 10 \text{ kHz}$,
- values of zeros:
 $f_1 = 0 \text{ kHz}$, $f_4 = 7 \text{ kHz}$.

Parametry Układu

Dane wprowadzone:
Typ układu: Układ dyskretno-ciągły
Długość elementu podłoża: 1.00000002
Halek: 1.0
Rodzaj układu: Metoda rozkładu ułamka ciągłego na ułamek ciągły

Legenda:
m - masa układu
E - moduł sprężystości
F - siła zewnętrzna
H - stała obciążenia

	roBE (kg/s)	EF1 (N)	EF2 (N)
1	1.08388E-01	2.30652E+06	2.01092E+02
2	1.04464E-03	2.22301E+04	1.93810E+00
3	1.14222E-01	2.43066E+06	2.11914E+02
4	4.12981E-09	8.78831E-02	7.66199E-06

Drukuj... ? Pomoc ✓ Ok

Fig. 3. Inertial, elastical and geometrical parameters of synthesised continual system

Such formulation of the conditions of resonance and anti-resonance zones imply the boundary conditions of the synthesised structures. It is inferred from the assumptions that the system in question is a fixed system vibrating longitudinally.

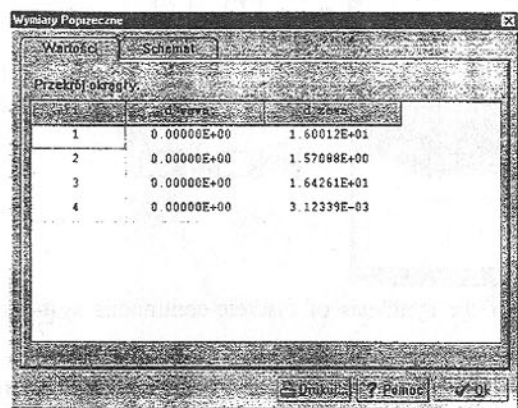


Fig.4. Transverse dimensions of the continual system sections

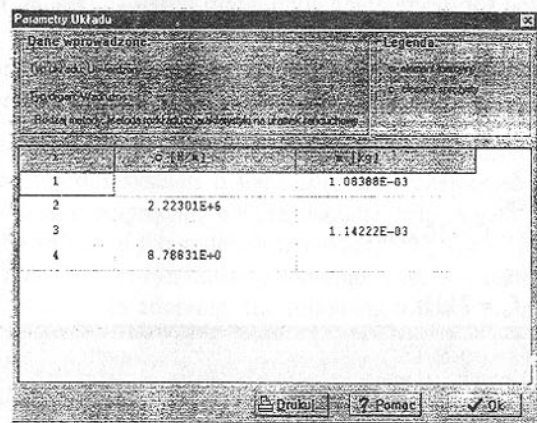


Fig.5. Inertial, elastical parameters of synthesised discrete system

Applying the parameters of the continuous system (Fig.3 and Fig.4) and of the discrete system (Fig.5) it is possible to create four structures of a discrete-continuous system [2, 3, 4]. The parameter values for which the structure of the discrete-continuous system was created the systems are presented in Fig.6.

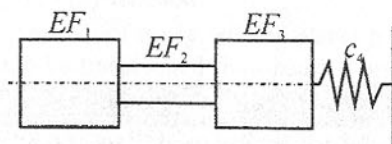


Fig.6. Geometric structural form of the synthesised discrete-continuous system

4. The synthesis of mechanical system with damping of proportional to inertial parameters

The synthesis of mechanical system with proportional damping to inertial parameters [5] is:

$$b = 2h \cdot \sum_{i=1}^n m_i, \quad (5)$$

where: b - value of center damping; h - parameter answering for damping of system ($h = \text{idem}$), having dimension of frequency; m_i - value of inertial elements determination in result of synthesis discrete systems.

Value of parameter h has to be determination of Eq.2:

$$0 < h < f_{\min}, \quad (6)$$

where: $f_{\min} \neq 0$.

In Fig.7. damping system, where value of parameter b qualifies of medium in which this system moves, has been shown.

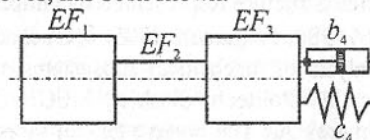


Fig.7. Geometric structural form of the synthesised discrete-continuous system with damping

5. Analysis of synthesised system by means the method graphs and structural numbers

The programme of analysis of mechanical systems has been created on the base of graphs method and them connections with structural numbers [1 ÷ 7]. Results of analysis are presented in Fig.8.

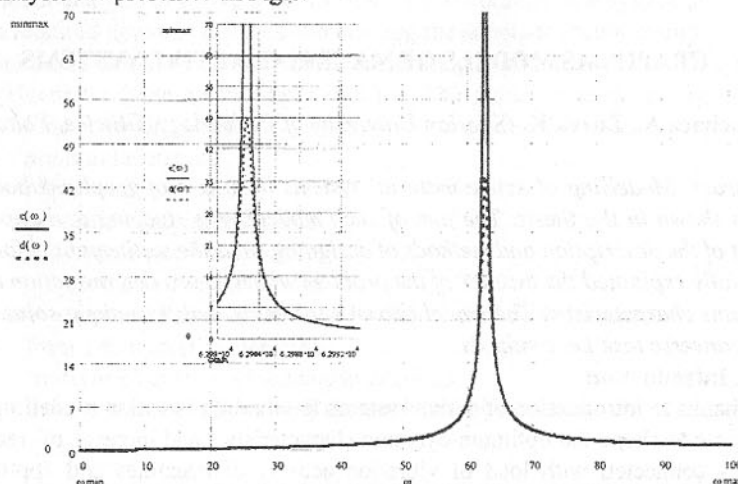


Fig. 8. Diagram of dynamical flexibility of synthesized system

6. Conclusion

This paper extends the tasks of synthesis of discrete systems to synthesis discrete-continuous systems. Presented method of synthesis can obtain discrete-continuous systems with damping proportional to element inertia. Appointed coefficient of damping can qualify properties of medium in which continuous system is found.

References: 1. Berge C., Graphs and hypergraphs. Amsterdam-London: North Holland Publishing Co, American Elsevier Publishing Co, Inc., New York, 1973. 2. Buchacz A., Dymarek A., Dzitkowski T.: Synthesis of discrete, continuous and discrete-continuous vibrating systems represented by graphs. Sixth International Scientific and Engineering Conference - Machine-Building and Technosphere on the Border of the XXI Century, Donetsk 1999, Vol. 3, p. 243-245. 3. Buchacz A., Modelling, Synthesis and Analysis of Bar Systems Characterized by a Cascade Structure Represented by Graphs. Mech. Mach. Theory Vol.30, No 7, pp.969-986, Pergamon, 1995. 4. Buchacz A., red.: Computer aided synthesis and analysis of mechanical subsystems modelled with graphs and structural numbers. ZN Politech. Śląskiej, MECHANIKA 127, Gliwice, 1997 (in Polish). 5. Dymarek A.: The reverse task of vibrating mechanical systems with damping represented by graphs and structural numbers. PhD dissertation, Gliwice 2000 (in Polish). 6. Dzitkowski T., The reverse task of dynamics discrete-continuous mechanical systems represented graphs and structural numbers. PhD dissertation, Gliwice 2001 (in Polish). 7. Wojnarowski J., Graphs and structural numbers as models of mechanical systems, PTMTS, Gliwice, 1977 (in Polish).

Статья поступила в редакцию 24.01.2002 г.

GRAPHS AS MODELS OF MATERIAL ACTIVE SYSTEMS

Buchacz A., Żurek K. (Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

Abstract: Modelling of active material systems by means of graph method has been shown in the thesis. The aim of such modelling is studying and improvement of the description and methods of designing so as the mathematical formalism fully explained the essence of the problem which means determination of the systems characteristic. The model shown enables as well the unique solution of the converse task i.e. synthesis.

1. Introduction

Thanks to introduction of active systems to vibration isolation modelling it is possible to shape the optimum dynamic characteristics and increase of requirements connected with load of vibration activity of machines and appliances [2,10,11,12,14]. Designing of these systems enables control of dynamic proc-

esses referring to vibrations stabilisation, reduction of dynamic loads, rationalisation and correction of exploitation features, as well as decrease of vibration hazard [7, 9,13].

There are sought such methods of description and interpretation of dynamic phenomena and designing methods resulting from the description, which would provide easy method of their interpretation in categories of given field of engineering, as well as would enable their programming. Beginning of modelling the physical systems, including material ones, one should take into consideration usage of elements or components with determined and sufficiently recognised dynamic features. The designed model should first of all reflect the main dynamic features of the system and enable examination of phenomena in question.

In material active systems there are analogies to electronic active systems. However one should remember not to transfer uncritically results received in analysis and synthesis of electronic systems to analysis and synthesis of material ones. The problem of electric and electronic systems synthesis by unclassical method i.e. by means of graphs and structural numbers is known very well [1, 2, 5, 6]. The synthesis of passive vibrating material systems was done as well by means of this method [3, 4]. However there is no analysis and synthesis of active vibrating material systems described by unclassical methods. Unclassical method of polar graphs and connection of these graphs with algebra of structural numbers thanks to modelling formalism enables algorithmization of calculations during determination of the system dynamic characteristic. Also this method enables to make the analysis without limitations referring to kind and quantity of elements of the complex material system using electronic calculation technique [15].

2. Model and system of the research

Modal analysis of active systems enables to determine new system structures¹ with required dynamic features and meeting the adequate requirements.

One takes into consideration discrete vibrating material systems with dynamic and kinematic damping and input function. The model in question (fig. 1) consists of the following elements:

- n inertial elements
- l kinematic excitations
- m elastic-damping elements
- w dynamic passive excitations
- g dynamic active excitations

The above elements are numbered according to the below standard:

- from 1 to n inertial elements
- from $(n+1)$ to $(n+l)$ kinematic excitations
- from $((n+l)+1)$ to $((n+l)+m)$ elastic-damping elements

¹ The notion of system structure is not unique and should be determined at each time. In this thesis it is understood as in works [1, 16].

- from $((n+l)+m)+1$ to $((n+l)+m)+w$ dynamic passive excitations
- from $((n+l)+m)+w+1$ to $((n+l)+m)+w+g$ dynamic active excitations

The discrete model in question is described by two basic ranges of values $1S$ and $2S$ and range of parameters Z (where: $1S$ - range of polar values - generalised line or angle coordinates, $2S$ - range of flow values - generalised forces, Z - range of polar equations coefficients of vibrating material system elements also called dynamic tautnesses).

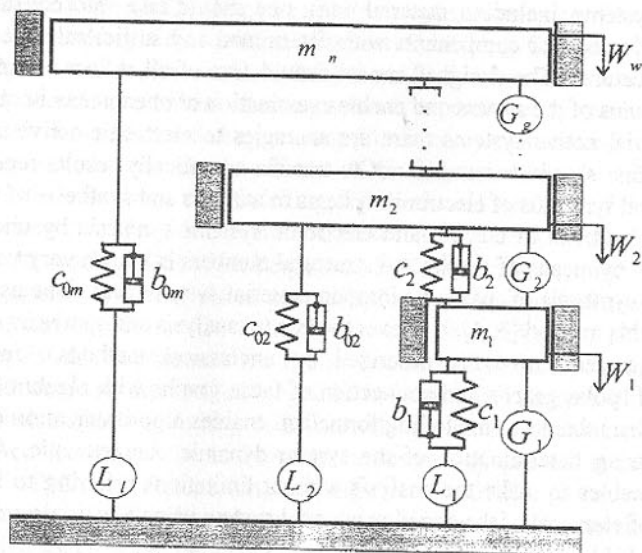


Fig. 1. Model of the system in question

Polar relation is determined $3S \subset 1S \times 2S \times 1S$, as follows:

$$\{1s_i, 2s_k, 1s_j\} \Leftrightarrow \exists_{z_k} \{1s_j - 1s_i\} z_k = 2s_k \wedge 1s_i, 1s_j \in 1S \wedge 2s_k \in 2S \wedge z_k \in Z,$$

where: $i, j=0, 1, \dots, n$, $i \neq j$,

$k=1, \dots, n, (n+1), \dots, (n+l), ((n+l)+1), \dots, ((n+l)+m), (((n+l)+m)+1), \dots, ((n+l)+(2m-1)), ((n+l)+(2m-1)+1), \dots, ((n+l)+(2m-1)+w), (((n+l)+(2m-1)+w)+1), \dots, (((n+l)+(2m-1)+w)+g)$,

$\{1s_j - 1s_i\} z_k = 2s_k$ - polar equation of k element in the system.

The polar relation is also determined as:

$$3s_k = \{1s_i, 2s_k, 1s_j\} \in 3S$$

Dynamic structure is determined as a representation of material model of discrete system in a form.

$$S = \{1S, 2S, 3S\}$$

The model in question is treated as dynamic structure S , where the individual symbols mean:

$$1S: [1s_0, 1s_1, 1s_2, \dots, 1s_{n-1}, 1s_n],$$

280

$$2S: [2s_1, \dots, 2s_n, 2s_{n+1}, \dots, 2s_{n+l}, 2s_{(n+l)+1}, \dots, 2s_{(n+l)+m}, 2s_{((n+l)+m)+1}, \dots, 2s_{((n+l)+(2m-1))}, \dots, 2s_{((n+l)+(2m-1)+1)}, \dots, 2s_{((n+l)+(2m-1)+w)}, \dots, 2s_{(((n+l)+(2m-1)+w)+1)}, \dots, 2s_{(((n+l)+(2m-1)+w)+g)}],$$

$$3S: [3s_1, \dots, 3s_n, 3s_{n+1}, \dots, 3s_{n+l}, 3s_{(n+l)+1}, \dots, 3s_{(n+l)+m}, 3s_{((n+l)+m)+1}, \dots, 3s_{((n+l)+(2m-1))}, \dots, 3s_{((n+l)+(2m-1)+1)}, \dots, 3s_{((n+l)+(2m-1)+w)}, \dots, 3s_{(((n+l)+(2m-1)+w)+1)}, \dots, 3s_{(((n+l)+(2m-1)+w)+g)}],$$

where: $1S$ - range of polar values - generalised relocations, $2S$ - range of flow values - generalised forces, $3S$ - range of relations between flow and polar variables - range of polar equations.

$$1s_0 = 1x_0, 1s_1 = 1x_1, 1s_2 = 1x_2, \dots, 1s_{n-1} = 1x_{n-1}, 1s_n = 1x_n,$$

$$3s_1 = \{1s_2, 2s_1, 1s_0\} \Leftrightarrow 2s_1 = m_1 p^2 (1s_2 - 1s_0),$$

$$3s_2 = \{1s_4, 2s_2, 1s_0\} \Leftrightarrow 2s_2 = m_2 p^2 (1s_4 - 1s_0),$$

...

$$3s_n = \{1s_n, 2s_n, 1s_0\} \Leftrightarrow 2s_n = m_n p^2 (1s_n - 1s_0),$$

$$3s_{n+1} = \{1s_1, 2s_{n+1}, 1s_0\} \Leftrightarrow 2s_{n+1} = L_1 (1s_1 - 1s_0),$$

$$3s_{n+2} = \{1s_3, 2s_{n+2}, 1s_0\} \Leftrightarrow 2s_{n+2} = L_2 (1s_3 - 1s_0),$$

...

$$3s_{n+l} = \{1s_{n-1}, 2s_{n+l}, 1s_0\} \Leftrightarrow 2s_{n+l} = L (1s_{n-1} - 1s_0),$$

$$3s_{(n+l)+1} = \{1s_2, 2s_{(n+l)+1}, 1s_1\} \Leftrightarrow 2s_{(n+l)+1} = cb_{01} (1s_2 - 1s_1),$$

$$3s_{(n+l)+2} = \{1s_4, 2s_{(n+l)+2}, 1s_3\} \Leftrightarrow 2s_{(n+l)+2} = cb_{02} (1s_4 - 1s_3),$$

...

$$3s_{(n+l)+m} = \{1s_n, 2s_{(n+l)+m}, 1s_{n-1}\} \Leftrightarrow 2s_{(n+l)+m} = cb_{0m} (1s_n - 1s_{n-1}),$$

$$3s_{((n+l)+m)+1} = \{1s_4, 2s_{((n+l)+m)+1}, 1s_2\} \Leftrightarrow 2s_{((n+l)+m)+1} = cb_{12} (1s_4 - 1s_2),$$

$$3s_{((n+l)+m)+2} = \{1s_6, 2s_{((n+l)+m)+2}, 1s_4\} \Leftrightarrow 2s_{((n+l)+m)+2} = cb_{23} (1s_6 - 1s_4),$$

...

$$3s_{(n+l)+(2m-1)} = \{1s_n, 2s_{(n+l)+(2m-1)}, 1s_{n-2}\} \Leftrightarrow 2s_{(n+l)+(2m-1)} = cb_{m-1,m} (1s_n - 1s_{n-2}),$$

$$3s_{((n+l)+(2m-1))+1} = \{1s_2, 2s_{((n+l)+(2m-1))+1}, 1s_0\} \Leftrightarrow 2s_{((n+l)+(2m-1))+1} = W_1 (1s_2 - 1s_0),$$

$$3s_{((n+l)+(2m-1))+2} = \{1s_4, 2s_{((n+l)+(2m-1))+2}, 1s_0\} \Leftrightarrow 2s_{((n+l)+(2m-1))+2} = W_2 (1s_4 - 1s_0),$$

...

$$3s_{((n+l)+(2m-1)+w)} = \{1s_n, 2s_{((n+l)+(2m-1)+w)}, 1s_0\} \Leftrightarrow 2s_{((n+l)+(2m-1)+w)} = W_w (1s_n - 1s_0),$$

$$3s_{(((n+l)+(2m-1)+w)+1)} = \{1s_2, 2s_{(((n+l)+(2m-1)+w)+1)}, 1s_0\} \Leftrightarrow 2s_{(((n+l)+(2m-1)+w)+1)} = G_1 (1s_2 - 1s_0),$$

$$3s_{(((n+l)+(2m-1)+w)+2)} = \{1s_4, 2s_{(((n+l)+(2m-1)+w)+2)}, 1s_2\} \Leftrightarrow 2s_{(((n+l)+(2m-1)+w)+2)} = G_2 (1s_4 - 1s_2),$$

...

$$3s_{(((n+l)+(2m-1)+w)+g)} = \{1s_n, 2s_{(((n+l)+(2m-1)+w)+g)}, 1s_{n-2}\} \Leftrightarrow 2s_{(((n+l)+(2m-1)+w)+g)} = G_g (1s_n - 1s_{n-2}),$$

Three ranges in the following form are called the X graph of S structure of discrete material system:

$$X_F = [1X, 2X, F] = [X, F],$$

where: $F = \{f_i\}$, $(i=1,2)$ function, determined as follows:

$$F: \{1S, 2S, 3S\} \rightarrow \{1X, 2X\}$$

such that:

$$f: 1S \rightarrow 1X \wedge 2f: 2S \cup 3S \rightarrow 2X,$$

- References:** 1. Bellert S., Woźniacki H.: Analysis and synthesis of electrical systems by means of the method of structural numbers, PWN, Warszawa (1968) (in Polish), 2. Białko M.: Active Filters RC. WNT, Warszawa (1979) (in Polish), 3. Buchacz A.: The Synthesis of vibrating Bar-Systems Represented by Graph and Structural Numbers. ZN Pol. Śląskiej, s. Mechanika, z.104, (1991) (in Polish) 4. Buchacz A.: Computer Aided synthesis and analysis sub-assembly machine modelling by graph and structural numbers. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Mechanika z.127, (1997) (in Polish), 5. Buchacz A., Dąbek A.: Formalism modelling as stage designing sub-assembly machine required dynamic features. XXXV Sympozjon – Modelowanie w Mechanice, Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Technicznej, z.2, (1996) (in Polish) 6. Buchacz A., Świder J., Wojnarowski J.: Theories vibrating mechanics systems with computer simulation. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (1997) (in Polish), 7. Cannon R. H., Jr.: Dynamic physical systems. WNT, Warszawa (1973) (in Polish) 8. Buchacz A., Żurek K.: Analysis mechanics active systems with graph and structural numbers. VI Szkoła Analizy Modalnej, Kraków (2001) (in Polish), 9. Gutowski R.: Mechanics analytic. PWN, Warszawa (1971) (in Polish), 10. Kendall L. S.: Theory active systems. WNT, Warszawa (1969) (in Polish) 11. Kowal J., Fortuna P., Kamiński T.: Application processing of signal to modelling active systems for vibration isolation. II Szkoła – Metody Aktywne Redukcji Drgan i Hałasu. Kraków – Zakopane (1995.) (in Polish), 12. Kowal J., Micek P.: Adaptation processing of signal in active systems vibration isolation. II Szkoła – Metody Aktywne Redukcji Drgan i Hałasu. Kraków – Zakopane (1995) (in Polish) 13. Kulisiewicz M., Piesiak S.: Methodical modelling and identification dynamics material systems. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław (1994) (in Polish) 14. Michałowski S.: Active systems in construction machine operating. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Monografia 171, Kraków (1994) (in Polish) 15. Świder J.: Hypegraphs in description vibrating mechanics systems. ZN Pol. Śląskiej, s. Mechanika, z.106, Gliwice (1991) (in Polish) 16. Wojnarowski J.: Graphs and Structural Numbers as Models of Mechanical Systems. PTMTS, Gliwice (1977) (in Polish)

Статья поступила в редакцию 24.01.2002 г.

THE STAGE OF ASSIMILATION IN ROMANIA OF EUROPEAN UNION DESIGNATION OF FERROUS MATERIALS

Ciucescu Doru, Simionescu Gheorghe, Gheorghian Mirela
(University of Bacău, Romania)

The option of Romanian public opinion and political class to join the European Union is reflected even in designation of ferrous materials. Before the year 1989

the designation of steels and cast irons was done only by Romanian standards (STAS). The alphanumerical designation of steels is given by Romanian Standard SR EN 10027-1:1996, which is the Romanian version of European Standard EN 10027-1:1992. The alphanumerical designation of cast irons is given by Romanian Standard SR EN 1560-1:1999, which is the Romanian version of European Standard EN 1560-1:1997.

This paper presents the stage of assimilation of these standards in Romania and the characterization of alphanumerical designation of ferrous materials.

The designation of steels based on their use or their mechanical properties contents:

- main symbols;
- additional symbols for steels;
- additional symbols for steel products.

The main symbols for alphanumerical designation of steels based on their use or their mechanical properties are formed by a letter and a figure number, as done in table 1 (Ex. E360: steel of mechanical construction with $Re=360 \text{ N/mm}^2$). When the steel is cast, the main symbol is preceded by letter G.

When the main symbols are not sufficient to characterize a steel mark, they are completed by additional symbols for steels and concern the following aspects:

- the fracture energy, as done in table 2 (Ex. S 360 K3: steel of metallic construction with $Re=360 \text{ N/mm}^2$, with fracture energy of 40 J at -30°C);
- others, as done in table 3 (Ex. S 360 K0 W: steel of metallic construction with $Re=360 \text{ N/mm}^2$, with fracture energy of 40 J at 0°C , resistant at resistant at weather corrosion);
- chemical symbol followed by single figure number representing:
- multiplied by 4 the content of one of following chemical elements: Cr, Co, Mn, Ni, Si, W;
- multiplied by 10 the content of one of following chemical elements: Al, Be, Cu, Mo, Nb, Pb, Ta, Ti, V, Zr;
- multiplied by 100 the content of one of following chemical elements: Ce, N, P, S (Ex. S 400 P 3: steel of metallic construction with $Re=400 \text{ N/mm}^2$, with % P=0,03);
- multiplied by 10 the content of following chemical element: B.

When the main and additional symbols are not sufficient to characterize a steel mark, they are completed by additional symbols for steel products and concern the following aspects:

- special requirements, as given in table 4 (Ex. S 360 +F: steel of metallic construction with $Re = 360 \text{ N/mm}^2$, with fine grains);
- heat treatments types, as given in table 5 (Ex. E 360 QT: steel of mechanical construction with $Re = 360 \text{ N/mm}^2$, quenched and tempered).

Table 1.

Letter	Material	Figure number
S	steels for metallic construction	Re
P	steels for under pressure apparatuses	Re
L	steels for lines	Re
E	steels for mechanical construction	Re
B	steels for concrete	Rm
Y	steels for pre-constraint concrete	Rm
R	steels for rails	Re
H	cold rolled steels for cold stamping with high Re	Re
HT	cold rolled steels for cold stamping with high Rm	Rm
DC	cold rolled steels for cold shaping	*
DD	hot rolled steels for cold shaping	*
DX	cold or hot rolled steels for cold shaping	*
TH	simple rolled non-covered, covered with tin or chromium sheets with guaranteed Rockwell hardness	HRC
T	double rolled non-covered, covered with tin or chromium sheets with guaranteed Re	Re
M	steels for electrotechnics	

Table 2.

Fracture energy (J)			Temperature of tests (°C)
27	40	50	
JR	KR	LR	20
J0	K0	L0	0
J2	K2	L2	-20
J3	K3	L3	-30
J4	K4	L4	-40
J5	K5	L5	-50
J6	K6	L6	-60

Table 3.

Additional symbols	Significance
M	thermomechanically rolled steels
N	normalized rolled steels
Q	quenched and tempered steels
W	resistant at weather corrosion
G	other conditions specified in standard

Table 4.

Additional symbols for steel products	Significance
+ C	coarse grains steel product
+ F	fine grains steel product
+ H	hardenability prescription for steel product
+ Z 15	15 % fracture constriction for steel product
+ Z 25	25 % fracture constriction for steel product
+ Z 35	35 % fracture constriction for steel product

Table 5.

Additional symbols for steel products	Significance
+N	normalized steel
+Q	quenched steel
+QA	quenched steel in air
+QO	quenched steel in oil
+QW	quenched steel in water
+QT	quenched and tempered steel

The main recommendations of alphanumerical designation of steels based on their chemical composition are grouped as follows:

- for plain carbon steels with % Mn ≤ 1 ;
- for plain carbon steels with % Mn ≥ 1 and for alloy steels with no chemical element having a content superior of 5 %;
- for alloy steels with at least one chemical element having a content superior of 5 % (exempting high speed tool steels);
- for high speed tool steels.

For plain carbon steels with % Mn ≤ 1 the designation contains the letter C followed by a number equal 110 times the mean carbon content (Ex. C45: plain carbon steels with % C = 0,45).

For plain carbon steels with % Mn ≥ 1 and for alloy steels with no chemical element having a content superior of 5 % (low-alloy steels), the designation contains, in order, a number equal 100 times the mean carbon content, the symbols of chemical elements, in decreasing order of their content, the numbers, separated by hyphen links, indicating the values of these contents, multiplied by a coefficient done in table 6 (Ex. 25CrMo 4: plain carbon steels with % C = 0,25; % Cr = 1; % Mo ≤ 1).

For alloy steels with at least one chemical element having a content superior of 5 % (high-alloy steels), exempting high speed tool steels, the designation is identical with the precedent group of steels, but they are preceded by letter X and there is no multiplication coefficient (Ex. X Cr Ni 18-8: alloy steel with % Cr = 18; % Ni = 8).

Table 6.

Chemical elements	Multiplication coefficient
Cr, Co, Mn, Ni, Si, W;	4
Al, Be, Cu, Mo, Nb, Pb, Ta, Ti, V, Zr	10
Ce, N, P, S	100
B	1000

For high speed tool steels the designation has the letters HS, the numbers indicating the content values of mean content of chemical elements in following order: W, Mo, V, Co (Ex. HS 7-4-2-5: high speed tool steel with % W = 7; % Mo = 4; % V = 2; % Co = 5).

The 6 positions of alphanumerical designation of cast irons are as follows:

- position 1: EN;
- position 2: GJ-;
- position 3: symbol of graphite structure as given in table 7;
- position 4 (only if necessary): symbol of microstructure as given in table 8;
- position 5: according to mechanical properties, as given in figure 1 or according to chemical composition, as given in figure 9;
- position 6: symbol for extra demands.

Table 7.

Symbol	Graphite structure
L	flaky
V	vermicular
M	nodular
S	spheroidal
N	no graphite
Y	special

Table 8.

Symbol	Microstructure
A	austenite
F	ferrite
P	pearlite
M	martensite
L	ledburite
Q	quenched
T	quenched and tempered
B	black heart
W	white heart

Rm –
(N / mm²)

or

Rm – symbol of mode
(N / mm²) of obtaining the
test piece, as
given in table 9

or

Rm – A symbol of mode of obtaining the
(N / mm²) (%) test piece, as given in table 9

or

Rm – HB or HV or HR symbol of temperature at which
is made the impact test, as given
in table 10

Examples:

200
or
200 – C or S or U
or
350 22 C or S or U
or
400 – 185 RT
or

Fig. 1. Position 5 of alphanumerical designation of cast irons according to mechanical properties

Table 9.

Symbol	Mode of obtaining the test piece
C	contained by casting
U	united with casting
S	separated from casting

Table 10.

Symbol	Temperature at which is made the impact test
RT	environmental temperature
LT	low temperature

The option of Romanian public opinion and political class to join the European Union is reflected even in designation of ferrous materials. Before the year 1989 the designation of steels and cast irons was done only by Romanian standards (STAS). The alphanumerical designation of steels is given by Romanian Standard SR EN 10027-1:1996, which is the Romanian version of European Standard EN 10027-1:1992. The alphanumerical designation of cast irons is given by Romanian Standard SR EN 1560-1:1999, which is the Romanian version of

European Standard EN 1560-1:1997.

X	the symbols of chemical elements, in decreasing order of their content	the numbers, separated by hyphen links, indicating the values of contents
	or	
X a number equal 100 times the mean carbon content (only if necessary)	the symbols of chemical elements, in decreasing order of their content	the numbers, separated by hyphen links, indicating the values of contents

Examples:

X	Ni Mn	13-17
X 300	Cr Ni Si	9-5-2

Fig. 2. Position 5 of alphanumeric designation of cast irons according to chemical composition

The stage of assimilation of these standards in Romania is a transitional one at high level and at level of plants.

References: 1. Barralis, J. Maeder, G.-Précis de métallurgie, Edition Nathan, Paris, 1997. 2. Ciucescu, D.-Studiul materialelor * Materiale metalice, Editura Plumb, Bacău, 2001. 3. Ciucescu, D.- Materiale metalice *Obținere-Simbolizare-Proprietăți, Universitatea din Bacău, 2001.

Статья поступила в редакцию 4.01.2002 г.

IMPROVEMENT OF A CORROSION STABILITY OF COMPOSITE MATERIALS ON THE FERRUM'S BASE

Zahid Sharifov (Azerbaijan Technical University, Baku, Azerbaijan)

We have developed iron - based powder substances, containing copper granules of coke and cast iron. Technological scheme and installation design have been worked out to copper coke granules. The powder products are applicable for and used in tribotechnical units. Corrosion peculiarities, resembling to the above - mentioned powder substances, have been studied in the research. Resistance method, designated for impregnation of the products with oil - dissolving inhibitors, has been worked out.

1. INTRODUCTION

The prospects of application of products made by powder metallurgy are complicated by absence of the sufficient items of information about their corrosion resistance under operating conditions. Distinctive property of powder materials is that in comparison with compact materials they have more advanced sur-

face connected with increased porosity, where there are more complex physico-chemical interactions of aggressive ions or molecules to metal. Therefore powder materials have, as it is usual, lower corrosion resistance, than compact materials. In spite of the fact that in the literature the various ways of increase of corrosion resistance of powder products are described. Now an integrated standard on the valuing of corrosion resistance of materials made from a powder [1].

In the present work we investigated the corrosion and electrochemical characteristics of powder samples made on the basis of iron containing coppered granules of coke and pig-iron. With the purpose of increase of the contents of coke in a material the used coke previously was exposed by copper covering in electrolysis. Using this way we managed to receive and to process products with the contents of coke up to 15 %, though it is known, that the introductions of coke in a powder are more than 4 % results in destruction of the received material. We tested samples with the various contents of coke, and also samples processed by inhibited oil.

The materials, developed by us, have rather high physical - chemical properties, which are not inherent even by high alloy steels. However almost for all powder materials a vulnerable place is the low corrosion resistance, which limits spheres of their application in an industry. Complex study of the basic properties of the developed materials therefore is required, i.e. alongside with mechanical properties, important properties are their physical - chemical properties, namely their corrosion resistance.

2. METHODS

The electrodes for corrosion - electrochemical measurements were produced from powder compositions on a basis "iron with coppered coke", "iron + coppered iron with coppered coke" and "iron pig-iron with coppered coke", high speeds, working in conditions, of sliding both friction and influence of aggressive environments.

For corrosion - electrochemical measurements on the same level with powder materials the compact material St3 was tested also.

On the received dependence electrode potential E, the density of a current in define propensity of the investigated material to corrosion, and also some kinetically parameters.

The subsequent procedures of processing of samples essentially differed from processing used for compact samples. The reason to this was that the powder materials unlike compact have numerous tills of the various sizes on, a surface. Electrolyte, getting into these pores cooperates with metal and forms products of corrosion of complex structure. These products after usual processing do not remove from a surface and as a result increase weight of a sample, that was repeatedly observed in preliminary experiences. Therefore for getting the reproduced data there was a necessity of removal corrosion products from surface pores.

In the literature data concerning the decision of the specified problem are

absent. On the other hand, it is known, that the products of corrosion of iron and its alloys better are moistened in ethyl spirit. Proceeding from this we made attempt to remove products corrosion from pores with the help of spirit. Therefore after remove from a surface of a rust with the help inhibited acids samples have placed in 95 % ethyl spirit and have established, that during one day the products of corrosion from pores completely remove, what specifies improvement of reproducibility of the received data. After processing in spirit samples have been taken from spirit and have placed in a drying case at $t=(100-1200^{\circ}\text{C})$ during 15 minutes with the purpose of removal of spirit from deep pores. This time at the specified temperatures was enough for removal of spirit, as more long time of processing of samples resulted in their oxidation and therefore to increase the weight of a material.

Unlike compact materials the data about corrosion - electrochemical behavior of powder materials in the literature practically are absent, and the having poor data concern only to problems of protection of similar materials from corrosion. It is connected basically with that, the methods used for research of corrosion properties of compact materials not always used for powder materials.

3. RESEARCH EXERCISES

Unlike compact materials powder have the advanced surface because of high porosity, owing to what it is difficult completely to remove products of corrosion collected in pores. Such phenomenon requires development of a special technique allowing to define speed of corrosion by traditional gravimetric method. The technique is developed by us, allows to define speed of corrosion of the investigated powder materials with sufficient accuracy.

Alongside with above-stated, with the purpose of study of kinetics of electrode processes with the help of pulse potentiostat of the mark PI - 50-1, were taken off cathodic and anodal properties in various aggressive environments, at speeds 12 mV/mines.

Researches of kinetics of cathodic and anodal processes give the valuable information on what which of them are the prevailing factors, by regulation of which are possible essentially to lower the process of dissolution of materials.

In fig. 1 anodal and cathodic polarizing curves taken off on powders materials of various property in 3% solution NaCl at room temperature are submitted. As it is visible from figure, the powder iron after pressing is more active (curves 1, 1'). Powder samples, processed in carbonil-Mo (curves 2, 2') and chrome (curves 3, 3') on the corrosion-electrochemical properties differ from pure powder iron little. As their cathodic and the anodal curves are close among themselves and the stationary potentials ECT are within the limits of 0,780-0,800 on chlorine - silver electrode of comparison. The sample made of 95 % of an iron powder and 5 % of coopered coke (MK) is more corrosionally - stable (curves - 4, 4'), in spite of the fact that est is displaced 120 MV in the positive part. The increase of the content coopered coke (MK) up to 10 % essentially changes an observable picture, as thus stationary potential is strongly displaced

in the anodal part and there is a strong braking of process of dissolution (curves 5, 5'). For comparison in figure the polarizing given curves are taken off on compact steel St3 (curves 6, 6'). It is visible, that the compact steel St3 on its corrosional-electrochemical properties occupies an intermediate position between Fe + 10 % MK and other samples.

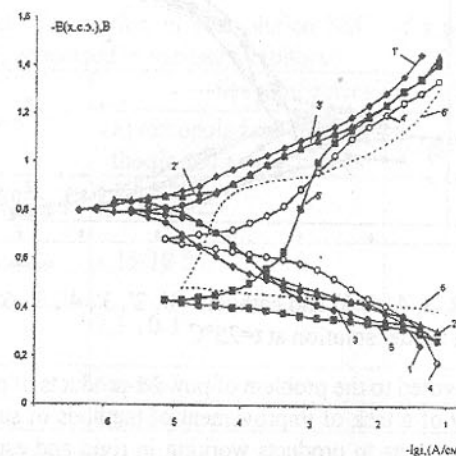


Fig.1. Anodal (1, 2, 3, 4, 5, 6) and cathodic (1', 2', 3', 4', 5', 6') samples of polarization curves in 3% solution NaCl at $t=25^{\circ}\text{C}$

The study of their corrosion behaviour in "complex systems" is of interest for practical application of the materials developed by us.

One of such "complex" system is the solution, which simulated earth waters at production of petroleum. As such modelling solution we chose water appropriate on structure to earth waters "Balachani" deposition.

Corrosion-electrochemical data for the developed powder materials and compact St3 in above-stated environment are submitted in fig. 2. As it is visible from figure, the linear sites appropriate hydrogen depolarization ($E < -0,90\text{B}$) cathodic curves of all tested samples almost coincide, and in diffusion site of the appropriate area of restoration of molecular oxygen cathodic processes are differ. Such phenomenon, on the one hand, can be connected with the complexity of structure of a solution, and on the other hand, is connected with dillection of electrolyte. At transition to anodal area of potentials the sample from compact steel St3 is exposed to the most active dissolution. The lowest speeds of dissolution are observed on samples made from powder iron (curves 9) and powder material containing 10 % MK. Other samples under the anodal characteristics occupy an intermediate position. The low concentration of total anional structure of a modelling solution in comparison with total anional by structure of the previous solutions promotes significant displacement of stationary potentials of samples in the positive part, that in its turn raises corrosion resistance of materials.

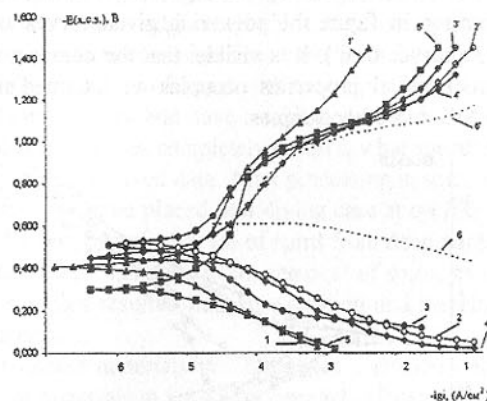


Fig. 2 Anodal (1, 2, 3, 4, 5, 6) and cathodic (1', 2', 3', 4', 5', 6') samples of polarization curves in model solution at $t=25^{\circ}\text{C}$

The work devoted to the problem of powder products of protection doesn't reduce the urgency of a task of improvement of methods of such protection [2, 3]. Especially it concerns to products working in rigid and especially rigid climatic conditions without oil. Depending on conditions of operation of products, material the various methods of protection, are applied, one of which is the impregnation of these products oil dissolving inhibitors. This way is more acceptable on technological reasons and on other parameters. Proceeding, from these reasons we chose such kind of protection. As the inhibitors we took known products developed and well recommended in conditions of oil extracting in our republic and abroad. Inhibitors SK-3 are product of neutralization of sour liquid asphalt by slim at presence of diethanol amide, AGT-1 is developed on the basis of gossipolova gum, AGT-2 is a mixture of AGT-1 and product of condensation alkilphenov with ethalonanin. All chosen inhibitors are completely dissolved in oils.

The investigated samples from a powder material Fe-10 of % MK are processed in specified inhibitors by vacuum impregnation within 3 hours which are necessary for complete filling pores by inhibited oil. The results of research are submitted in inhibitors fig.3. As it is visible from figure, the processing of a sample in all inhibitors basically brakes cathodic process, i.e. are they inhibitors by cathodic type. In spite of the fact that (except A GT-2) investigated inhibitors accelerate anodal process however thus strongly suppress cathodic process, therefore the speed of corrosion considerably slows down in comparison with the samples which have been not processed by inhibitors (curves 5). In case of processing a sample by inhibitors AGT-2, alongside with strong braking of cathodic process there is also a weak braking of anodal process. Therefore in comparison with others investigated inhibitors AGT-2 is more effective inhibitors.

The specified effect is visible in the table more evidently. As it is known, cathodic inhibitors reduce corrosion owing to braking separate stages of cathodic reactions; ionization of oxygen, diffusion of oxygen to the cathode and category of ions of hydrogen, that naturally inherent for such solutions as solutions NaCl [4].

Table 1 -- Speed of corrosion in 3% solution NaCl of a powder composition Fe+10 of % MK, processed in various inhibitors

Inhibitors	Speed of corrosion on A/cm^2	
	On extropolarization of cathodic and anodal curves	on gravimetric method
Without inhibitor	$3,1 \cdot 10^{-4}$	$4,02 \cdot 10^{-4}$
SK-3	$1,15 \cdot 10^{-5}$	$1,20 \cdot 10^{-5}$
IKSP	$2,3 \cdot 10^{-5}$	$1,87 \cdot 10^{-5}$
AGT-1	$3,6 \cdot 10^{-5}$	$5,88 \cdot 10^{-5}$
AGT-2	$8,2 \cdot 10^{-6}$	$6,75 \cdot 10^{-6}$

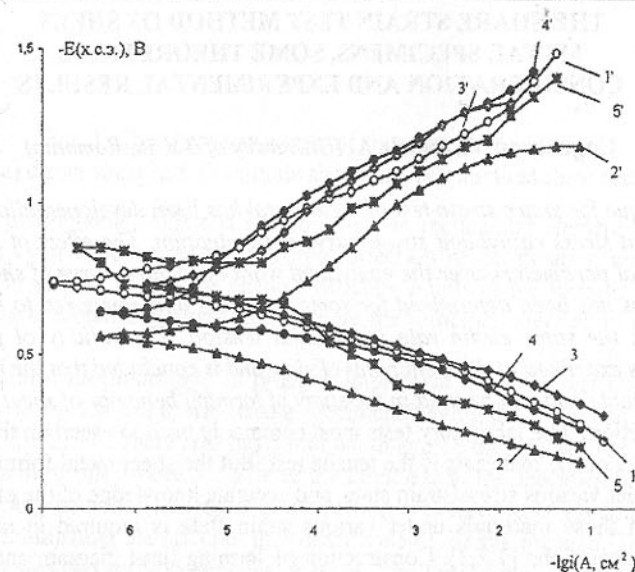


Fig. 3 Anodal (1, 2, 3, 4, 5) and cathodal (1', 2', 3', 4', 5') polarization

4. CONCLUSIONS

1. On the basis of the received data, it is possible to make the conclusion that the investigated materials Fe +10 % MK on its mechanical and physico - chemical characteristics not only does not concede, but even in some properties surpasses

the compact steel St3.

2. Therefore investigated by us inhibitors, slowing down cathodic process of restoration of molecular oxygen in 3 % NaCl-e essentially reduces speed of corrosion of a porous material.

5. MESSAGE OF APPRECIATION

We thank officially organisers of the 2th International Chemie Conference for holding the like forum on a world scale.

References: 1. Topasova P.I., Davidenkov V.I., Kujleva L.V. Experience of mining and development of different methods of a corrosion protection powder constructional products. Powder metallurgy, 1991, #8, p.84-88. 2. Tarasova I.G., Zamyatina O.V., Persiantseva V.P., Manaev O.I. Protection against atmospheric corrosion of powder parts volatile inhibitors. Metallurgy, 1991, #12, p.51-55. 3. Tomatov N.D., Chernova G.P. The theory corrosion and corrosion-resistant constructional alloys. Metallurgy, 1986, 3 60 p. 4. Evans Y.P. Corrosion, passivity also are hardwired of metals Metallurgy, GATI, 1989.

Статья поступила в редакцию 15.01.2002 г.

THE SHARE STRAIN TEST METHOD OF SHEET METAL SPECIMENS, SOME THEORETICAL CONSIDERATION AND EXPERIMENTAL RESULTS

Ungureanu V., Judele A. (University of Bacău, Romania)

A technique for share strain test of sheet metal has been developed allowing the equivalent stress-equivalent strain curve determination. The effect of some experimental parameters over the equivalent work-hardening curve of sheet metal specimens has been determined for some materials and compared to those obtained at the same strain rate in uniaxial tension. The validity of proposed method is examined at different point of view and is concluded that the method is quite reliable and can be used in the study of forming behavior of sheet metals.

Introduction: The laboratory tests most commonly used to ascertain the plastic proprieties of the materials is the tensile test. But the sheet metal forming takes place under various stress/strain state, and accurate knowledge of the plastic behavior of those materials under various strain state is required in most cold forming operations [1,2,3]. Construction of forming limit diagram and prediction of yield loci depend from all the stress-strain states behavior of the materials under investigation [4,5,6]. Therefore, it is important to develop a detailed understanding of the mechanical behavior of sheet metal in the strain state like share strain.

Traditional kind of share stain is the "direct share test" (fig.1.a) by which, considering an square planar element ABCD, the side CD moves in an new position

C'D' so that the distance between the AB and new position of side CD remain unchanged. This type of share strain is encountered by torsion test of round specimens and is characterized by the rotation of principal strain direction in respect with some reference points of considered element. Another kind of share strain, named "simple shear test" is represented in fig. 1b, by which, considering an square planar element ABCD, the side CD moves in a new position C'D' so that the length of sides AB, CD, AC and BD remain unchanged. In this case, the diagonal directions are the principal direction of deformation and remain unchanged in respect with some characteristically points of the considered element. The equivalent stress-strain relationship determined for this case may be compared with tensile test and compression test of same material.

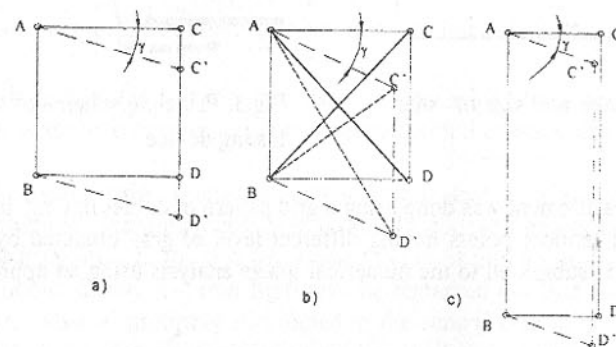


Fig. 1. The share strain tests of sheet metal specimens: (a) direct shear test; (b) simple shear test; (c) practical shear test.

In order to implement this test may be used an rectangular element (fig. 1.c) thou that even in this case the principal direction of deformation remain unchanged in respect with some characteristically points of the forming element, even if the diagonal directions are not more the principal direction of deformation.

Experimental methodology: In order to implement the share test method accordingly to fig.1.b and c, was used a specimens having the shape and size presented in fig. 2. The share area has 5 mm width and 16 mm length. The width of share area must not exceed 5...6 times the thickness of the specimen because of the wrinkling hazard. The length of the testing area have to be much higher in order to diminishing the effect of the corner zone of the sharing area. The length of 16 mm was chosen from practical reasons. The testing device arrangement is presented in fig. 3.

The testing device was conceived thou that to allow the axial movement of left side of testing specimen. By this, can be avoided the normal force acting on the side CD of the testing specimen and one attempt to obtain the share strain test accordingly to fig. 1.b was done.

The experimental results had shown that the actual strain state was situated be-

tween the situation presented in fig.1.a and fig. 1.b. Even so, the share testing device presented in fig. 3 was used to determine the true stress – true strain relationship for some sheet material specimens.

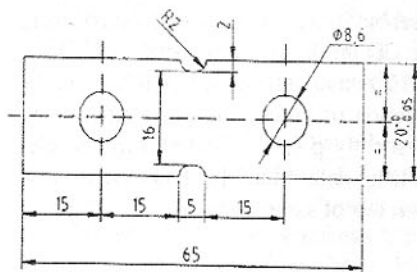


Fig. 2. The shape and size of shar test specimen

The strain measurement was done using a grid pattern of circles having diameter d (fig.4) and random points having different level of gray obtained by spray painting (fig.5) submitted to the numerical image analysis using an appropriate software.



Fig. 4. The strain measurement by share test specimens.

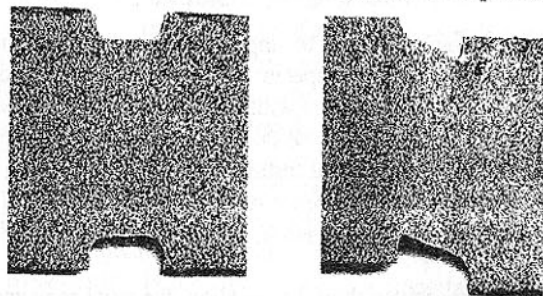


Fig.5 Spray painted sharing specimens subjected to image analysis.

Using the grid pattern of circles, the true strain may be calculated with the relationships:

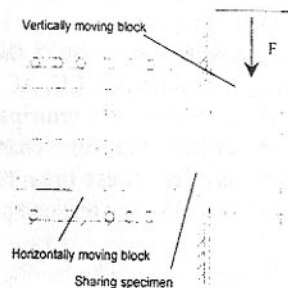


Fig.3. Principle schema of the shar testing device

$$\varepsilon_1 = \ln \frac{a}{d_0}, \varepsilon_2 = \ln \frac{b}{d_0}, \quad (1)$$

where, d is the original diameter of the circles, a is the major and b the minor axis of the resulted ellipses. The equivalent logarithmic strain was calculated using the relationship:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_1 - \varepsilon_3)^2} \quad (2)$$

The share stress was obtained dividing the indicated testing force to the actual area of the tested specimens (determined by the thickness t and length of sharing area l).

$$\tau = F / t.l. \quad (3)$$

The equivalent tensile stress was determined by relationship:

$$\bar{\sigma} = 2.\tau = 2.F/t.l. \quad (4)$$

The relationship (1) ... (4) was used to determine the equivalent stress-equivalent strain at sharing test and compared with the tensile and compression tests.

Experimental results: Using the numerical strain analysis of successive images taken during the sharing process, was obtained the logarithmic strain distribution in the sharing area: in fig. 6 is represented the logarithmic strain distribution in one principal direction. From fig.6 may be remarked out that the logarithmic strain are relative uniformly distributed in the central area of sharing domain. Non uniformity of strain distribution are remarked at the corner of sharing area determined by the stress concentration.. This effect may be diminished increasing the length of sharing area and by appropriate choice of corner radius.

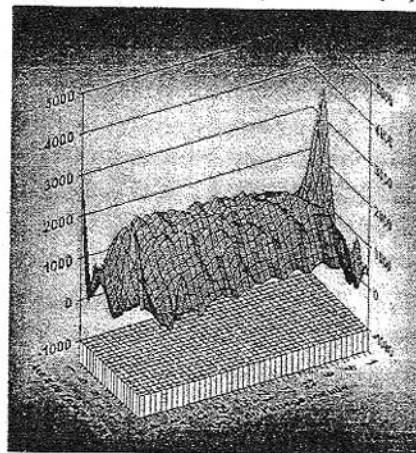


Fig.6. The logarithmic strain distribution in one principal direction in the sharin area.

The principal directions of strain are presented in fig. 7. In fig. 8 is represented the original and deformed mesh of sharing area.

The sharing hardening curve was compared by tensile and compression test for aluminum alloy 5182 and TIMET titanium alloy. The aluminum alloy 5182 (fig.9) is characterized by more isotropic behavior and the obtained share curve practically overlaps the tensile and compression curve.

In contrast with the aluminum alloy 5182, the titanium TIMET alloy shows important differences between the obtained sharing, tensile and compression curves. The tensile tests

indicates differences between the tensile test according to the rolling directions but much higher is situated the compression wall the sharing test curve is situated between the tensile and compression curves (fig.10).

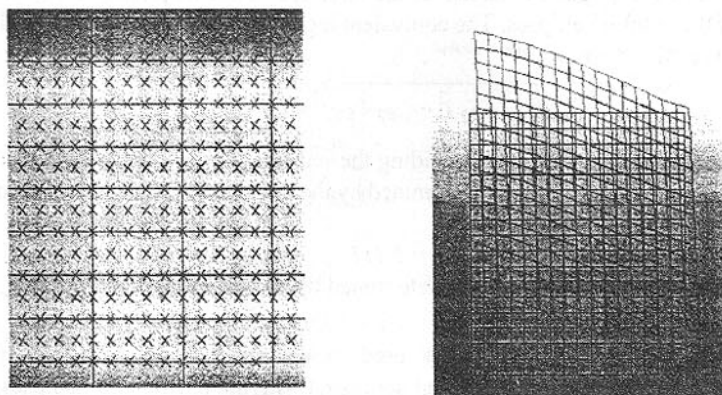


Fig.7. The principal strain directions. Fig.8. The original and deformed mesh.

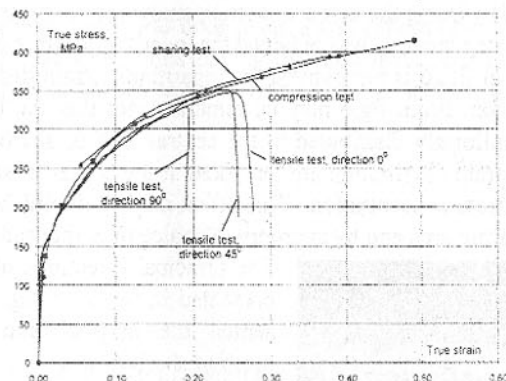


Fig.9. The sharing, tensile and compression tests for AA 5182 specimens.

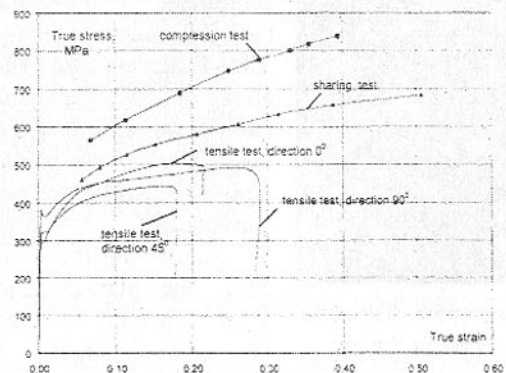


Fig.10. The sharing, tensile and compression curves for TIMET titanium alloy.

The obtained results indicate a complex behavior of sheet metal specimens by different strain state.

Combined with other testing methods [3...6], the sharing test may play an important role in the miss at a point of sheet metal forming process.

Conclusions: The sharing test of sheet metal specimens was used to draw the flow curve for some materials.

The result of sharing test was compared with the compression test and tensile tests of specimens oriented at 0° , 45° , and 90° directions accordingly to the rolling direction. The obtained results show complex relationship regarding the mechanical behavior of sheet material in different stress conditions.

References: 1. Ungureanu, V. The Novel Technique for Uniaxial Compression Test of Sheet Metal Specimens and Some Experimental Results. In: Modeling and Optimization in the Machines Building Field. MOCM-6 Romanian Academy, Branch Office of Jassy. 2000. pp. 253-257. ISSN 1224 - 7480. 2. Ungureanu, V. The Uniaxial Compression Test of Sheet Metal Specimens and Some Experimental Results. In: Tehnologii Moderne Calitate Restructurare. TMCR 2001 vol. III. Universitatea Tehnica a Moldovei. pp.195-198 ISBN 9975-9638-3-8 9 (vol. 3) Chisinau. 23-25 mai, 2001. 3. Datsko, J.; W.J. Michell, W. J. Changes in Mechanical Properties in Metal-Forming Processes. In: Journal of Materials Engineering and Performance. Volume 2(2) April 1993 265-170. 4. Mahmudi, R. A novel Technique for Plane-strain Tension Testing of Sheet Metals. In: Journal of Material Processing Technology, 86 1999 pp 237-244. 5. Sing, W.M.; Rao, K. P. Prediction of Sheet-metal Formability Using Tensile-test Results. Journal of Material Processing Technology, 37 (1993) 37-51. 6. Vegter, H. A Planar isotropic yield criterion based on mechanical testing at Multi-axial stress state. In: Proceedings Numiform 95, Shen, S.F. Davson, P.R. Cornell University, Ithaca, New York, USA, pp 345-350, 1995.

Статья поступила в редакцию 20.01.2002 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Арутюнян И.А. ОПТИМАЛЬНЫЙ ПОДХОД К ПЛАНИРОВАНИЮ И УПРАВЛЕНИЮ ОРГАНИЗАЦИОННО-ТЕХНИЧЕСКИМИ РЕШЕНИЯМИ.....	3
Боков В.М., Сіса О.Ф., Великий П.М., Гросул І.А. МЕТОДОЛОГІЯ ТА ТЕХНІКА КЕРУВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИМ РЕЖИМОМ ПРИ РОЗМІРНІЙ ОБРОБЦІ ЕЛЕКТРИЧНОЮ ДУГОЮ.....	7
Болтян А.В., Горобец И.А., Голубов Н.В., Шевела Д.И. РАЦИОНАЛЬНАЯ ФОРМА РАБОЧИХ ОРГАНОВ ВРАЩЕНИЯ МАШИН.....	12
Бохонский А.И., Исаев А.В., Исаева Е.В. ЗАЩИТА ОБЪЕКТОВ ОТ ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПЛАСТИЧЕСКИХ СВЯЗЕЙ.....	17
Бутенко В.И. ТРИБОТЕМПЕРАТУРНЫЙ ЭФФЕКТ В УСЛОВИЯХ ГРАНИЧНОГО ТРЕНИЯ.....	22
Власов А.А., Жук А.Я., Коваль Н.В., Тищенко П.И. БАЛАНСИРНЫЙ ЭЛЕКТРОДОДЕРЖАТЕЛЬ ДУГОВОЙ ЭЛЕКТРОПЕЧИ.....	26
Водолазская Н.В. АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИИ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СБОРКИ ВИНТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	31
Воронцов А.Г. РАЗРАБОТКА МЕТОДА ПОВЫШЕНИЯ ДОСТОВЕРНОСТИ ВЫСОКОЧАСТОТНОЙ ВИБРОДИАГНОСТИКИ РОТОРНЫХ МАШИН.....	36
Гладчук Е.А. АСУ ТП ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ НА ПРИМЕРЕ КЛЕТЕЙ ПРОКАТНОГО СТАНА.....	43
Гусев В.В., Молчанов А.Д. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ФОРМИРОВАНИЯ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ КОНСТРУКЦИОННОЙ КЕРАМИКИ ПРИ АЛМАЗНОМ ШЛИФОВАНИИ.....	50

Ивченко Т.Г. УЧЕТ ВЕРОЯТНОСТИ РАЗРУШЕНИЯ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ СРЕДНЕГО ПЕРИОДА ЕГО СТОЙКОСТИ.....	58
Ищенко А.Л., Михайлов А.Н., Байков А.В., Удовиченко В.А., Швырёв Д.А. РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПИАЛЬНО-СТРУКТУРНЫХ МОДЕЛЕЙ ПРИ ТОРЦОВОМ ШЛИФОВАНИИ ПРЕДМЕТА ОБРАБОТКИ.....	63
Кавун Ю.М., Тернов С.А. АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИЗУАЛЬНОГО ПРОСТРАНСТВА.....	67
Кавун Ю.М., Тернов С.А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЛОСКОЙ МОДЕЛИ ВИЗУАЛЬНОГО ПРОСТРАНСТВА.....	72
Кавун Ю.М., Тернов С.А. УНИФИЦИРОВАННАЯ ФОРМУЛА ПРОЕКЦИЙ МОДЕЛИРОВАНИЯ ОБЗОРНОСТИ.....	77
Кириченко И.А., Витренко В.А., Витренко А.В. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ НА СКРЕЩИВАЮЩИХСЯ ВАЛАХ.....	83
Коваль А.Н., Алиев Н.А. ОСОБЕННОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РАБОЧИХ КОЛЕС ШАХТНЫХ НАСОСОВ ПРИ НЕТРАДИЦИОННОМ ПОДХОДЕ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ТЕХНОЛОГИЙ.....	88
Кривошеков В.Е., Вальков А.А. НОВЫЕ ОТРАСЛЕВЫЕ СТАНДАРТЫ ПО НАДЕЖНОСТИ СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ.....	96
Криськов О.Д. ОСОБЛИВОСТІ КОМП'ЮТЕРНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ДЛЯ ОТРА З ВИКОРИСТАННЯМ ФРИКЦІЙНОГО ФОРМОУТВОРЕННЯ.....	106
Куница А.В. АНАЛИЗ КАНОНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИНЕРЦИОННО-ИМПУЛЬСНЫХ МЕХАНИЗМОВ, ФУНКЦИОНИРУЮЩИХ КАК ИНЕРЦИОННЫЙ ТРАНСФОРМАТОР ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА ВТОРОГО РОДА....	111
Малышко И.А., Коваленко В.И. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕУРАВНОВЕШЕННОЙ	

РАДИАЛЬНОЙ СИЛЫ РЕЗАНИЯ ПРИ СВЕРЛЕНИИ.....	119
--	-----

Малышко И.А., Мирошниченко А.В. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА СХОДА СТРУЖКИ ПРИ ЗЕНКЕРОВАНИИ	124
--	-----

Малышко И.А., Сурженко А.Н. ЗАКОНОМЕРНОСТЬ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДИАМЕТРОВ И ДЛИНЫ РЕЖУЩЕЙ ЧАСТИ СБОРНЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ЗЕНКЕРОВ.....	128
--	-----

Мамотенко Д.Ю. УЧЕТ РИСКА И НЕОПРЕДЕЛЕННОСТИ В ИНВЕСТИЦИОННЫХ ПРОЕКТАХ.....	133
---	-----

Матвиенко А.В., Кралин А.К., Аль Бурины А. ЭНЕРГОСИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА ВЫДАВЛИВАНИЯ РЕЗЬБЫ НА ГАЙКАХ.....	141
--	-----

Михайлов А.Н., Горецкий Г.В. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС ПРИ НАЛИЧИИ МОНТАЖНЫХ ПОГРЕШНОСТЕЙ.....	145
---	-----

Михайлов А.Н., Грубка Р.М., Рыбина С.А., Буленков Е.А. МЕТОДИКА РАСЧЕТА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ ПО ПЯТНУ КОНТАКТА ЗУБА ЗУБЧАТОЙ МУФТЫ, ПРИ ПЕРЕКОСЕ ОСЕЙ ВАЛОВ.....	151
---	-----

Михайлов А.Н., Матвиенко А.В., Байков А.В. ФОРМИРОВАНИЕ МИКРОГЕОМЕТРИИ ОБРАБОТАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ШЛИФОВАНИИ.....	158
---	-----

Нечепанев В.Г. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТРЕНИЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ.....	162
---	-----

Онищенко В.П. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КООРДИНАТ ТОЧКИ КОНТАКТА ПРОФИЛЕЙ ИЗНОШЕННЫХ ЗУБЬЕВ.....	171
--	-----

Панасюк В. А., Денисова Н.А., Зинченко А.М. ОПТИМИЗАЦИЯ СХЕМ КОМПЛЕКТОВАНИЯ СБОРОЧНЫХ ТЕХПРОЦЕССОВ	179
--	-----

Польченко В.В., Рыбина С.А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ МАТРИЦЫ ШЛИФОВАЛЬНОГО ИНСТРУМЕНТА.....	185
--	-----

Проволоцкий А.Е., Неруб С.Л. РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ЛИНИИ ГРАНУЛИРОВАНИЯ ПЛАСТМАСС.....	191
--	-----

Романчук Н.П. АТМОСФЕРОУСТОЙЧИВАЯ ОГНЕБИОЗАЩИТА СУДОСТРОИТЕЛЬНОЙ ДРЕВЕСИНЫ НА ОСНОВЕ УКРАИНСКОГО СЫРЬЯ.....	201
--	-----

Ручко В.Н., Ченцов Н.А., Проскуряков С.В. АПРОБАЦИЯ В ЛАБОРАТОРНЫХ УСЛОВИЯХ МОДЕЛИ НАКОПЛЕНИЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	204
--	-----

Сидоров В.А., Ошовская Е.В. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕОРИИ ВРЕМЕННЫХ РЯДОВ ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ	213
---	-----

Сотников А.Л., Сидоров В.А., Лукичев А.В. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ РАЦИОНАЛЬНОМ АНАЛИЗЕ И ПРОЕКТИРОВАНИИ СИСТЕМ ИХ КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ.....	219
--	-----

Стрельников В.Н. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВЫХ СИЛ НА ГИБКОМ КОЛЕСЕ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	224
---	-----

Таратута К.В. ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ВИБРАЦИОННЫХ УСТРОЙСТВ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ НАЛОЖЕНИЕ НИЗКОЧАСТОТНЫХ КОЛЕБАНИЙ НА ПРОВОЛОКУ	232
---	-----

Татьянченко А.Г. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНЫХ УСИЛИЙ ПО ЗАДНЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ИНСТРУМЕНТА ПРИ РАЗВЕРТЫВАНИИ.....	239
---	-----

Филатов Ю.Д., Сидорко В.И., Ящук В.П., Скрябин В.В., Крамар В.Г. СОСТОЯНИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ ИЗ АЛЮМОСИЛИКАТНЫХ СТРУКТУРНО-НЕОДНОРОДНЫХ МАТЕРИАЛОВ	246
--	-----

Цокур В.П., Азарова Н.В., Дульгер Ю.В. АЛМАЗНОЕ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННОЕ ШЛИФОВАНИЕ СТАЛИ Р6М5Ф3	249
---	-----

Ченцов Н.А., Сулейманов С.Л. СТРУКТУРА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО	
---	--

РАБОЧЕГО МЕСТА «ЗАПЧАСТИ»	253
Шарифов З.З.	
СТРУКТУРА И ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПОЗИЦИОННЫХ ПОРОШКОВЫХ МАТЕРИАЛОВ, СОДЕРЖАЩИХ МЕДНЕННЫЕ ВКЛЮЧЕНИЯ КОКСА.....	258
Buchacz A.	
MODIFICATION OF SYNTHESISED VIBRATION BAR-SYSTEMS REPRESENTED BY GRAPHS BY MEANS THE CONTINUED FRACTION EXPANSION METHOD	265
Buchacz A., Dymarek A., Dzitkowski T.	
COMPUTER DESIGN OF SUBSYSTEMS OF MACHINES REPRESENTED BY DISCRETE-CONTINUOUS SYSTEMS WITH DAMPING.....	272
Buchacz A., Żurek K.	
GRAPHS AS MODELS OF MATERIAL ACTIVE SYSTEMS.....	278
Ciucescu Doru, Simionescu Gheorghe, Gheorghian Mirela	
THE STAGE OF ASSIMILATION IN ROMANIA OF EUROPEAN UNION DESIGNATION OF FERROUS MATERIALS	284
Zahid Sharifov	
IMPROVEMENT OF A CORROSION STABILITY OF COMPOSITE MATERIALS ON THE FERRUM'S BASE.....	290
Ungureanu V., Judele A.	
THE SHARE STRAIN TEST METHOD OF SHEET METAL SPECIMENS, SOME THEORETICAL CONSIDERATION AND EXPERIMENTAL RESULTS	296

Издательско-полиграфический центр «Технополис»

Пописано к печати 29.03.2002г.	Формат 60x84 ¹ / ₁₆	Бумага SvetoCopy
Ризографическая печать	Усл. печ. л. 17,5	Усл. кр. отт. 18,0
Уч.-из. л. 19,12	Тираж 100 экз.	Заказ № 15

83000, г. Донецк, пр. Дзержинского, 1