

ВЕСТНИК НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА "ХПИ"

Сборник научных трудов
Тематический выпуск

23'2008

"Технологии в машиностроении"

Издание основано Национальным техническим университетом "Харьковский политехнический институт" в 2001 году

Государственное издание
Свидетельство Госкомитета по ин-
формационной политике Украины
КВ № 5256 от 2 июля 2001 года

КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ:
Председатель
Л.Л.Товажнянский, д-р техн. наук, проф.

Секретарь координационного совета
К.А. Горбунов, канд. техн. наук, доц.

А.П.Марченко, д-р техн. наук, проф.
Е.И.Сокол, д-р техн. наук, проф.;
М.Д.Годлевский, д-р техн. наук, проф.;
А.И.Грабченко, д-р техн. наук, проф.;
В.Г.Данько, д-р техн. наук, проф.;
В.Д.Дмитриенко, д-р техн. наук, проф.;
В.Б.Клепиков, д-р техн. наук, проф.;
В.А.Лозовой, д-р фил. наук, проф.;
О.К.Морачковский, д-р техн. наук, проф.;
М.И.Рыщенко, д-р техн. наук, проф.;
В.Б.Самородов, д-р техн. наук, проф.;
В.П.Сибко, д-р техн. наук, проф.;
В.И.Таран, д-р техн. наук, проф.;
Ю.В.Тимофеев, д-р техн. наук, проф.;
Б.Т. Бойко, д-р техн. наук, проф.;
А.Ф. Кириченко, д-р техн. наук, проф.;
Е.И. Юносова, д-р техн. наук, проф.;
В.И. Кравченко, д-р техн. наук, проф.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Ответственный редактор:
Ю.В.Тимофеев, д-р техн. наук, проф.

Ответственный секретарь:
В.В.Фролов, канд. техн. наук, доц.

С.С.Добротворский, д-р техн. наук,
проф.;
В.Е. Карпуть, д-р техн. наук, проф.;
А.Я. Мовшович, д-р техн. наук, проф.;
Ю.А. Сизый, д-р техн. наук, проф.;
В.Д. Хицан, д-р техн. наук, проф.;
А.А. Пермяков, д-р техн. наук, проф.;
А.Н. Шелковой, д-р техн. наук, доц.

Адрес редколлегии: 61002, Харьков,
ул. Фрунзе, 21. НТУ "ХПИ".
Каф. ТМС, Тел. (057) 7076-625.

Харьков 2008

Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні.– Харків: НТУ "ХПІ".– 2008.– №23.– 116с.

В збірнику представлені теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, науковими співробітниками різних організацій та установ.

Для викладачів, наукових співробітників, спеціалістів.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты исследований и разработок, выполненных преподавателями высшей школы, аспирантами, научными сотрудниками различных организаций и предприятий. В области технологии машиностроения, металлорежущего оборудования, оснастки, средств автоматизации.

Для преподавателей, научных сотрудников, специалистов.

**Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ "ХПІ"
Протокол №7 від «4» липня 2008 р.**

В.С ГАПОНОВ., А.В ГАЙДАМАКА.

ПРО ВИБІР ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕТОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕСУРСУ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

The article presents selection of technological methods security of resource bearings.

Підшипники кочення за характером функціонування та причинами виходу з ладу поділяють на групи: приладні, шпindelьні, моторні, загальномашинобудівного призначення, залізничні, будівельних та сільськогосподарських машин, спеціального призначення [1,2].

Для підшипників приладів критеріями відказу є збільшення нестабільності моменту опору обертанню, а також нестабільність частоти та амплітуди радіальних і осьових вібрацій ротора [3].

Для шпindelьних підшипників типові критерії відказу – мала точність обертання, підвищена вібрація, великий момент опору обертання [4].

Деякі приладні, шпindelьні та моторні підшипники об'єднують в групи високошвидкісних та надшвидкісних, для яких, згідно з [5], причинами виходу з ладу є контактна витривалість робочих поверхонь деталей від дії високих дисбалансних навантажень і недостатній відвід тепла від зон контакту.

Критерієм працездатності підшипників загальномашинобудівного призначення є втомні руйнування робочих поверхонь кілець і тіл кочення [6].

Підшипники залізничного транспорту з експлуатації вибраковують за втомним руйнуванням робочих поверхонь кілець і тіл кочення, зносам та задирам торців роликів і бортів кілець, руйнуванням деталей [7].

Підшипники будівельних та сільськогосподарських машин стають непридатними, в основному, внаслідок абразивного зношування деталей [8].

Підшипники спеціального призначення, залежно від умов експлуатації, можуть мати абразивний чи корозійний знос, залишкові деформації від силових та температурних дій, а також інші види пошкоджень [9].

Аналіз основних причин та наслідків характерних видів пошкоджень робочих поверхонь деталей переважної більшості підшипників кочення представлено у вигляді схеми на рис. 1.

З аналізу рис. 1 постає наступне:

- поверхневі шари мають низьку контактну міцність;
- на поверхнях деталей відбувається незмірне теплоутворення;
- мастильні матеріали мають незадовільні експлуатаційні властивості.

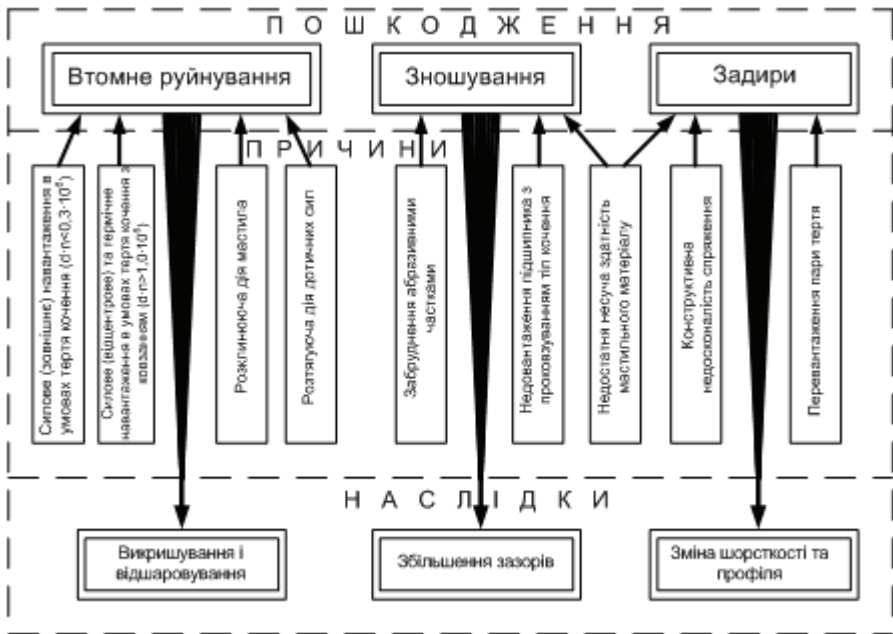


Рис. 1. Причини та наслідки пошкоджень робочих поверхонь деталей підшипників кочення.

В підвищенні трибологічної надійності вузлів тертя останнім часом все більше віддають перевагу технологічним методам, оскільки конструктивні та експлуатаційні засоби майже вичерпали свої можливості. Натепер відомо десятки технологічних методів захисту та зміцнення поверхневих шарів, які відрізняються технологією здійснення, механізмами зміцнення та обладнанням [10-12]. Їх можна умовно уявити трьома групами:

- методи, що зміцнюють склад, структуру, фізико-хімічні властивості поверхневого шару основного матеріалу, - методи модифікування;
- методи, за допомогою яких утворюють антифрикційні та зносостійкі покриття і плівки;
- комбіновані методи, які поєднують модифікування поверхневих шарів основного матеріалу з утворенням захисних покриттів і плівок.

Захист та зміцнення робочих поверхонь деталей підшипників кочення здійснюють видами обробки, що представлені в таблиці.

Вибрати найкращу з вказаних технологію забезпечення потрібного ресурсу конкретної групи підшипників кочення за технологічними, економічними та екологічними критеріями в теперішній час дуже важко, оскільки відсутня науково обґрунтована процедура конкретних дій.

№	Вид технологічної обробки	Результат обробки	Вплив на властивості мастила	Потреба в спец-обладнанні
1	Механічна [13, 14]	Мод.шар (покриття)	не має	є
2	Термомеханічна [15]	Мод.шар	не має	є
3	Термічна [15, 16]	Мод.шар	не має	є
4	Хіміко-термічна [15, 17]	Мод.шар	не має	є
5	Вакуумна іонно-плазмова [18, 19]	Мод.шар з покриттям	не має	є
6	Імплантація [18, 20]	Мод.шар	не має	є
7	Лазерна [18]	Мод.шар	не має	є
8	Електроосадженням [14, 21]	покриття	не має	є
9	Триботехнічна [22, 23]	Покриття/ мод.шар з покриттям	є	не має

Отже, розробку нових і вдосконалених існуючих алгоритмів, методів та моделей багатокритеріального вибору захисних і зміцнюючих технологій для робочих поверхонь підшипників кочення треба вважати актуальним і важливим завданням проблеми підвищення надійності машин.

Відомо підхід до вибору технології зміцнення на основі аналізу виробничих витрат та зносостійкості деталей [24], а також підхід до вибору зносостійких покриттів на основі моделей, що описують структурний зв'язок між технологічними параметрами і необхідними властивостями покриттів [25].

Вибравши технологію захисту і зміцнення робочих поверхонь деталей пар тертя з використанням зазначених підходів, не завжди вдається досягти кінцевої мети, а саме – забезпечити потрібні експлуатаційні характеристики вузлів тертя, наприклад, підшипників кочення, з найменшими витратами. Обидва підходи потребують проведення випробувань пар тертя на знос, а для підшипників кочення – ресурсних випробувань згідно з вимогами галузевого стандарту. Однак оцінити ефективність вибраної технології за ресурсним випробуванням підшипників неможливо з причини значних труднощів врахування великої кількості конструктивних, технологічних та експлуатаційних факторів впливу. Тому вибір технології захисту і зміцнення робочих поверхонь підшипників кочення на основі відомих підходів треба визнати непридатним.

В роботі [26] запропоновано комплексний теоретико-експериментальний підхід до вибору технологічного методу обробки робочих поверхонь підшипників кочення. Теоретичне дослідження напружено-деформованого стану пластини з багатшаровим покриттям при контактному статичному навантаженні розподіленого силою дало можливість виявити зв'язок фізико-механічних характеристик матеріалу

покриття з величиною контактних напружень. На цій основі сформульовано рекомендації по зниженню контактних напружень в системі “покриття-основа” шляхом зміни модулів пружності та мікротвердостей компонентів системи, а також товщини покриття.

Вибір методу підвищення ресурсу підшипників кочення виконується за результатами експериментального дослідження зносостійкості зразків пар тертя з різними фізико-механічними властивостями матеріалів покриття і основи.

Захисні покриття утворюють вакуумно-плазмовою обробкою (метод іонного азотування в плазмі тліючого розряду і метод осадження іонів хрому і титану в вакуумі) і електроосадженням (гальванічний метод).

Запропонований в роботі [26] комплексний підхід до вибору технології захисту та зміцнення робочих поверхонь деталей прийнятий лише для деяких груп підшипників кочення. Дійсно, дослідження напруженого стану робочих поверхонь з покриттями необхідно, якщо контактне напруження матеріалу обумовлене зовнішньою силовою дією. Для надшвидкісних підшипників кочення контактне перенапруження матеріалу робочих поверхонь відбувається через сумісні дії силового відцентрового і термічного факторів. Тому для таких підшипників необхідно додатково оцінювати тепловий стан контакту.

Важливим для врахування тертя в підшипнику кочення є вплив виду спряження (точковий, лінійний, площинний), кінематику контакту (кочення, кочення з ковзанням, ковзання), а також вплив експлуатаційних властивостей мастильного середовища на тепловиділення та тепловідвід.

Крім того, в роботі [26] відсутні рекомендації з процедури керування фізико-механічними властивостями матеріалу покриття, через що не забезпечується потрібний ресурс підшипника.

З урахуванням викладеного алгоритм вибору технології захисту і зміцнення робочих поверхонь підшипників кочення з метою забезпечення потрібного ресурсу уявляється у вигляді схеми (рис. 2).

Технічне завдання (мета забезпечення ресурсу) може включати множину цілей, які визначаються конкретною групою підшипників, конструкцією спряжень деталей, характером пошкоджень. Наприклад, підвищення контактної витривалості підшипників загальномашинобудівного призначення – (M_1), підвищення задиростійкості торців роликів і бортів кілець роликотпідшипників, що мають особливість сприймати осьові навантаження – (M_2), підвищення контактної витривалості робочих поверхонь підшипників від сумісної дії відцентрового та термічного навантажень – (M_3), і таке інше. Отож, узагальнена мета забезпечення ресурсу підшипників кочення може бути подана у вигляді:

$$M = \{M_1, M_2, \dots, M_s\} \quad (1)$$

База даних на підшипники кочення включає відомості про конструкції і технології виготовлення деталей, а саме: матеріали (M_0), технологічні методи

покращання властивостей матеріалів (T_M), вид спряження (C_K) тип елементів (E_H), підвищення надійності (утримання тіл кочення, покращання подачі мастила). Узагальнена база даних уявляється як:

$$B = \{M_o, T_M, C_K, E_H\}. \quad (2)$$

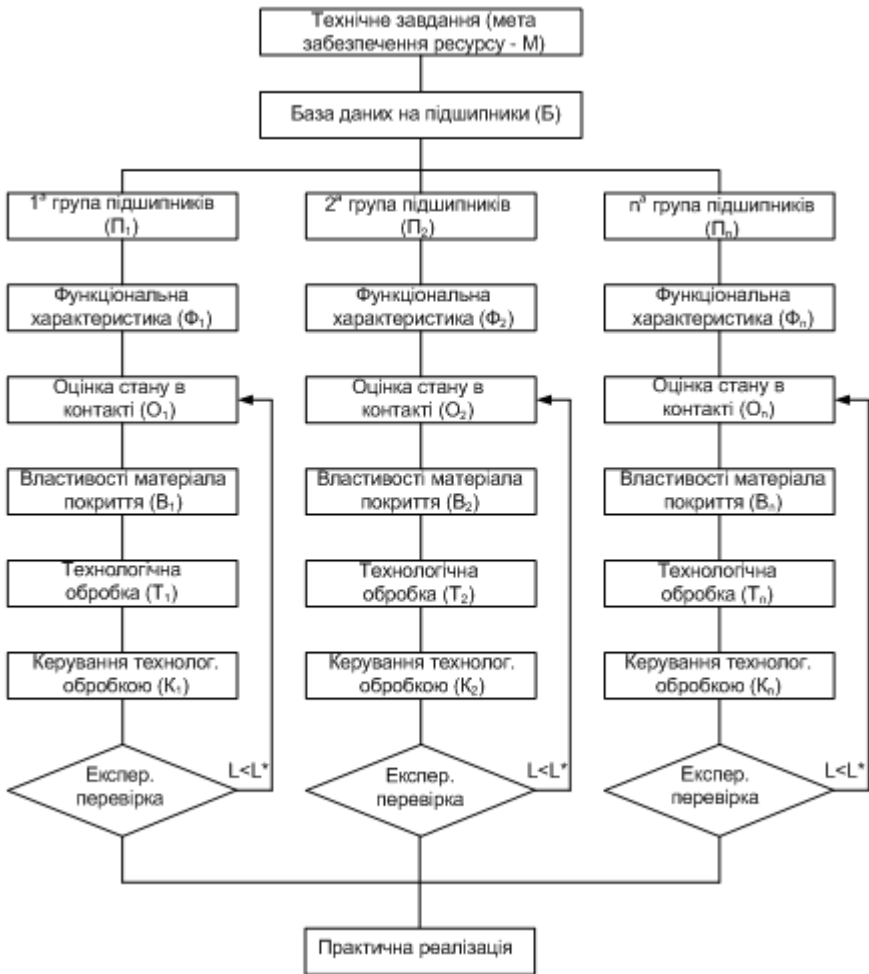


Рис. 2 Алгоритм вибору технологічного методу забезпечення ресурсу підшипників кочення.

Відомості про групи підшипників включають особливості їх експлуатації і навантаження статичні та динамічні, радіальні (H_p) і осьові (H_q), частоту обертання (χ_o) та характер її зміни, стан оточуючого середовища (O_c) і можуть мати вигляд:

$$P_n = \{H_p, H_q, \chi_o, O_c\}. \quad (3)$$

Функціональна характеристика віддзеркалює зв'язок основної причини чи сукупності причин пошкодження з властивостями матеріалів покриттів (B_n) робочих поверхонь (твердість, коефіцієнт тертя, теплопровідність) і здатністю мастильного матеріалу (M_M) до зменшення тертя і зносу, підвищення теплозахисту і тепловідводу, і подається як:

$$\Phi_n = \{B_n, M_M\}. \quad (4)$$

Оцінка стану в контактї включає дослідження напруженого (σ), деформованого (ε) і температурного полів матеріалу і має вигляд:

$$O_n = \{\sigma_n, \varepsilon_n, t_n\}. \quad (5)$$

Властивості матеріалу покриття (B_n) визначається на базі оцінки стану в контактї і включає характеристики твердості (HRC), коефіцієнту тертя (f), коефіцієнтів теплопровідності (K_m) та теплоізоляції (K_{ii}) і подаються як:

$$B_n = \{HRC_n, f_n, K_{m_n}, K_{i_n}\}. \quad (6)$$

Технологічна обробка (T_n), що забезпечує потрібний ресурс підшипника кочення, може включати відомі види (див.таблицю), причому кожен з видів має декілька методів, і уявляється у вигляді:

$$T_n = \{T_{1a}, \dots, T_{9a}\}. \quad (7)$$

Керування процесом технологічної обробки (K_n) має за мету забезпечення потрібного ресурсу підшипника кочення шляхом зміни режиму обробки і подається у вигляді:

$$K_n = \{K_{1a}, \dots, K_{9a}\}. \quad (8)$$

Керування процесом технологічної обробки робочих поверхонь підшипників кочення повинно здійснюватись виходячи з наступних міркувань. Зношування захисних покриттів залежить від складних процесів в контактї деталей, які визначаються умовами навантаження кінематики, властивостями матеріалів деталей і мастила, а також особливостями оточуючого середовища. Доля впливу факторів тертя, змащування оточуючого середовища на стан матеріалів покриття має невизначений характер. Тому, призначення необхідних фізико-механічних властивостей захисних покриттів на основі аналізу стану матеріала в контактї здійснюватиметься в умовах неповної інформації. Отож, найбільш прийнятним є керування властивостями захисних покриттів деталей підшипників кочення за схемою моделі "чорної скриньки (рис. 3) згідно відомого підходу, що викладений в роботі [27].

Вихідний сигнал $Y(t)$ у вигляді потрібного ресурсу спряжень тертя розглядається як реакція на некеруємі $V(t)$ та керуємі $U(t)$ компоненти вхідного сигналу $X(t) = \{V(t), U(t)\}$. Некеруємі компоненти $V(t)$ - навантаження, швидкості, теплові та інші потоки оточуючого середовища; керуємі компоненти $U(t)$ - кількість та склад керуючих елементів в матеріалі покриття, товщина покриття, комбінація декількох видів покриттів (багатошарові покриття). Методи знаходження керуємої вхідної дії $U(t)$ і

способи керування, а також результат керування в значній мірі визначаються інформацією про стан матеріалу покриття в зоні контакту.

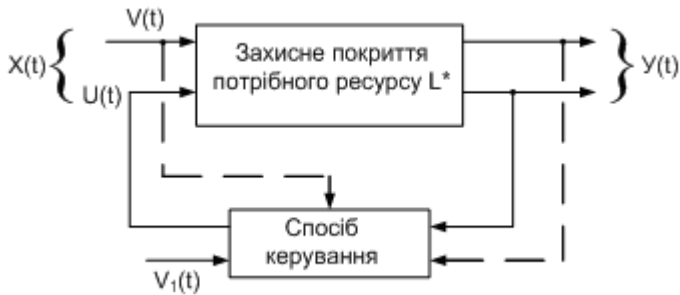


Рис. 3 Схематичне уявлення керування властивостями захисного покриття деталей підшипників кочення.

Керування ресурсом покриття може здійснюватись трьома способами: регулюванням, керуванням параметрами, керуванням структурою. Регулювання застосовують, якщо суттєвим є дія неврахованих вхідних сигналів, або коли будь-які процеси на некеруємих вхідних сигналах $V(t)$ відрізняються від раніше прогнозуємих настільки, що система “сходе з потрібної траєкторії”. Тоді, спостерігаючи за реальною траєкторією $Y(t)$, знаходять величину $Y(t) - Y_0(t)$ і встановлюють додаткове до програмного керування, яке повинно повернути виходи системи на потрібну траєкторію $Y_0(t)$. Аналізуючи ситуацію із забезпеченням, наприклад втомної контактної міцності робочих поверхонь кілець і тіл кочення “сходження системи з потрібної траєкторії” можна тлумачити як зміну режиму навантаження чи швидкості обертання, що потребує відповідної зміни товщини покриття, або збільшити концентрацію легуючих елементів в матеріалі.

Якщо неможливо задати опорну програмну траєкторію на весь термін експлуатації чи ухилення від неї таке значне, що неможливо до неї повернутися (регулювання здійснюють при малих у відомому сенсі відхиленнях $Y(t) - Y_0(t) >$ виконують прогнозування виду траєкторії, $Y(t)$ і визначають можливість перетину траєкторії $Y(t)$ з областю цілей. Керування в цьому випадку зводять до регулювання параметрів системи доки не буде забезпечено вищезгадане перетинання. Така ситуація відповідає, наприклад, суттєвій зміні режиму експлуатації підшипника, коли неможливо збільшенням, наприклад, товщини покриття чи концентрації легуючих елементів матеріалу забезпечити потрібний ресурс. Необхідно змінити фізико-механічні характеристики матеріалу покриття. Тобто, наприклад, ввести нові легуючі елементи чи вибрати інший технологічний метод.

Серед можливих значень керуємих параметрів системи може не знайтися такого, що забезпечить перетин траєкторії з областю цілей. Це значить, що поставлена мета для такої системи не досяжна. Однак,

поставлена мета може бути досяжна для іншої системи з другою організацією структури. По суті виникає задача пошуку системи з іншим складом елементів та структури, але з однаковим вихідним сигналом $Y(t)$. Для забезпечення, наприклад, втомної контактної міцності робочих поверхонь деталей керування структурою (структурна адаптація) може здійснюватися шляхом застосування комбінованого багат шарового покриття різних товщин з відмінними фізико-механічними властивостями матеріалів.

Таким чином, вибір технологічного методу забезпечення ресурсу підшипників кочення шляхом утворення захисних покриттів на деталях, уявляється ланцюгом логічних дій:

$$M = B \Rightarrow \Pi_n \Rightarrow \Phi_n \Rightarrow O_n \Rightarrow B_n \Rightarrow T_n \Rightarrow K_n . \quad (9)$$

Вираз (9) може бути записано в більш компактному вигляді, якщо врахувати, що основними компонентами вибору технологічного методу забезпечення ресурсу підшипників кочення є множина цілей $M = \{M_1, M_2, \dots, M_s\}$, ознак покриття $A = \{A_1, A_2, \dots, A_n\}$, оцінок стану $O = \{O_1, O_2, \dots, O_n\}$, технічних рішень $P = \{P_1, P_2, \dots, P_r\}$. Тоді найкращі властивості захисних покриттів деталей підшипників кочення буде досягнуто при умові:

$$(F : (\psi \cdot \phi(M_0)) \rightarrow P) \rightarrow opt , \quad (10)$$

де F - функція вибору технологічної обробки;

ϕ - бінарне відношення між елементами множини M, A ; $\phi \subset (M \times A)$;

ψ - бінарне відношення між елементами множини A, O ; $\psi \subset (A \times O)$;

M_0 - конкретна мета з множини цілей, $M_0 \subset M$.

Висновки:

1. Робочі поверхневі шари деталей переважної більшості сучасних підшипників кочення потребують підвищення стійкості проти механічного (абразивного, втомного, пластичним деформуванням) та молекулярно-механічного (заїдання, задир) зношувальних процесів.
2. Недостатня зносостійкість підшипників кочення, невідповідність змащувальних властивостей мастила та недосконалість конструкцій деталей підшипників підшипникових вузлів сприяли появі значної кількості методів технологічної обробки робочих поверхонь деталей підшипників. Дотепер відсутня методологія вибору найбільш ефективного технологічного методу чи комбінації методів захисту та зміцнення робочих поверхонь деталей.
3. Пропонується комплексний теоретико-експериментальний підхід до вибору технологічних методів захисту та зміцнення робочих поверхонь деталей підшипників кочення з метою забезпечення потрібного ресурсу. Алгоритм, що реалізує запропонований підхід, не обмежує кількість чинників вибору технологічного методу,

дозволяє залучати як числову, так і якісну інформацію про характер функціонування поверхневих шарів деталей, дає змогу оцінити альтернативні варіанти методів забезпечення ресурсу підшипників, припускає можливість керування ресурсом деталей шляхом регулювання фізико-механічних характеристик матеріалу, зміни параметрів та структури покриттів.

Список літератури: 1. Пинегин С.В. Опоры качения в машинах.- М.: Изд-во АН СССР, 1961.- 152 с.; 2. Галахов М.А., Бурмистров А.Н. Расчет подшипниковых узлов.- М.: Машиностроение, 1988.- 272 с.; 3. К.Н. Явленского, В.Н.Нарышкина,и др. Приборные шариковые подшипники. Справочник под ред. Е.Е. Чадаевой.- М.: Машиностроение, 1981.- 351 с.; 4. Фигатнер А.М. Расчет и конструирование шпиндельных узлов с подшипниками качения металлорежущих станков.- М.: НИИМаш.- 1971.- 195 с.; 5. Под ред. Н.А. Сагичина, М.М. Машнева Опоры осей и валов машин и приборов./- М.: Машиностроение, 1970.- 520 с.; 6. Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения: Справочник-каталог.- М.: Машиностроение.- 2003.- 576 с.; 7. Цюренко В.Н., Петров В.А. Надежность роликовых подшипников в буксах вагонов.- М.: Транспорт.- 1982.- 96 с. 8. Под ред. В.А. Баумана, И.И. Быховского, Б.Г. Гольдштейна Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов: Справочник./- М.: Машиностроение, 1970.- 548 с. 9. Комиссар А.Г. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации: Справочник.- М.: Машиностроение, 1987.- 384 с. 10. Качество машин: Справочник в 2-х т.- М.: Машиностроение, 1995.- т.1.- 256 с.- т. 2.- 430 с. 11. Полевой С.Н., Евдокимов В.Д. Упрочнение деталей машин: Справочник.- М.: Машиностроение, 1986.- 320 с. 12. Поляк М.С. Технология упрочнения. Технологические методы упрочнения. В 2-х т.- М.: Машиностроение.- 1995.- т.1.- 832 с.- т.2.- 688 с. 13. Махов А.В., Пронин В.Б. Повышение долговечности пар трения// Подшипниковая промышленность.- 1984.- № 6.- с. 16-19. 14. Гинберг А.М., Иванов А.Ф. Износостойкие и антифрикционные покрытия.- М.: Машиностроение.- 1982.- 44 с. 15. Спришевский А.И. Подшипники качения.- М.: Машиностроение.- 1969.- 632 с. 16. Лазаренко Ю.А., Старостин В.Ф., и др. Способ повышения износостойкости рабочих поверхностей прецизионных шарикоподшипников// Подшипниковая промышленность.- 1979.- № 3.- с. 10-13. 17. Чириков В.Г. Повышение качества, надежности и долговечности подшипников за счет химико-термического упрочнения.- М.: НИИНАвтопром.- 1967.- 60 с. 18. Под ред. Д.Н. Решетова Энциклопедия. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. Т. IV-1/- М.: Машиностроение.- 1995. – 864 с. 18. Бойков В.А., Кулаков А.Н., и др. Технология и оборудование для ионной цементации// Подшипниковая промышленность.- 1983.- № 2.- с. 28-36. 19. Селяхович Б.Н. Ионная обработка рабочих поверхностей подшипников качения// Подшипниковая промышленность.- 1985.- № 2.- с. 30-33. 20. Иванов А.Ф., Мещерякова Л.И. Пути экономии дефицитных материалов в гальваническом производстве подшипниковой промышленности// Подшипниковая промышленность.- 1983.- № 12.- с. 16-19. 21. Гаркунов Д.Н. Триботехника (Конструирование, изготовление и эксплуатация машин).- М.: Машиностроение.- 2002.- 632 с. 22. Гайдамака А.В. Про ефективність нової технології підвищення довговічності підшипників качення// Вісник НТУ “ХП”.- 2007.- Вип. 21.- с. 144-146. 23. Коротков В.А. О концепции выбора методов упрочнения// Вестник машиностроения.- 1996.- № 1.- с. 21-22. 24. Зенкін М.А. Технологічні основи забезпечення якості поверхневого зміцнення відповідальних деталей машин/ Автореф. Дис. На здобуття ступ. докт. техн. наук, Харків.- 2005.- 39 с. 25. Каплун П.В. Вплив покриттів на зносостійкість і довговічність підшипників качення/ Автореф. на здобуття наук. ступ. канд. техн. наук, Київ.- 2004.- 19 с. 25. Растринин Л.А. Случайный поиск в задачах оптимизации многопараметрических систем.- Рига.: Зинатне.- 1965.- 211 с.

Поступила в редколлегию 21.04.08

А.С. БАТАЛИН, В.М. МАНУЙЛЕНКО

ОСНОВНЫЕ ЭФФЕКТЫ ВЫСОКОСКОРОСТНОЙ ОБРАБОТКИ

В работе раскрыта физическая сущность высокоскоростной обработки и обоснованы области ее эффективного применения

В последние годы широкое применение получили методы высокоскоростной обработки, в особенности высокоскоростное фрезерование, где скорости резания и подачи в 5-10 раз выше, чем при обычной обработке. Установлено, что при небольших сечениях среза в условиях высокоскоростной обработки (ВСО) основная масса тепла концентрируется в стружке, не успевая переходить в заготовку [1, 2, 3]. Именно это позволяет вести обработку закаленных сталей, не опасаясь отпуска поверхностного слоя. Отсюда основной принцип ВСО – малое сечение среза, снимаемое с высокой скоростью резания, и соответственно высокие обороты шпинделя и высокая минутная подача.

Для такого материал, как сталь, скорость резания составляет от 500 до 1500 м/мин и выше. Для наглядности можно привести пример: фреза диаметром 6 мм имеет скорость вращения примерно 40000 об/мин. Такая высокая скорость резания комбинируется с высокими скоростями подачи, которые повышаются по сравнению с обычной обработкой в 5-10 раз и изменяются в диапазоне от 2 до 20 м/мин. Однако есть области применения, где не возможно достичь высоких скоростей. Тогда говорят о переходной области между высокоскоростным и обычным фрезерованием. Но и здесь достигаются эффекты от применения высокоскоростной обработки.

Основной эффект ВСО состоит не в уменьшении машинного времени за счет интенсификации режимов резания, а в повышении качества обработки и возможности эффективного использования современных станков с ЧПУ. Условием успеха в высокоскоростной обработке может быть правильный выбор всех составляющих факторов, участвующих в этом процессе – станок, система ЧПУ, режущий инструмент, вспомогательный инструмент с системой закрепления инструмента, система программирования, квалификация технолога- программиста и оператора станка с ЧПУ.

Основной принцип высокоскоростной обработки состоит в том, что при очень высокой скорости резания происходит значительное увеличение температуры в зоне резания, и обрабатываемый материал становится мягче. Высокоскоростное фрезерование базируется, прежде всего, на сокращении количества тепла, возникающего при обработке резанием, которое снижает стойкость инструмента. Для получения детали точной заданной формы в процессе окончательной чистовой обработки режимы резания необходимо

выбирать таким образом, чтобы обеспечить минимально возможный перенос тепла резания в обрабатываемую деталь.

При выборе оптимальных режимов резания можно обеспечить такие условия обработки, при которых температура поверхности резания соответствует начальной температуре. Именно поэтому обращаются к высокоскоростной обработке, рис. 1. Есть даже такая рекомендация, что глубина резания не должна превышать 10% диаметра фрезы. Располагая возможностью осуществления лезвийной обработки закаленных сталей, можно обеспечить качество поверхности, соизмеримое с электроэрозионной обработкой.

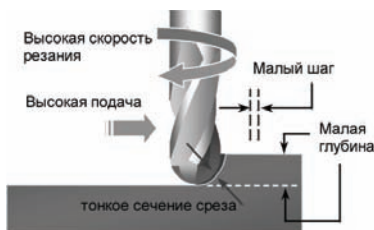


Рис. 1. Принципиальная схема осуществления высокоскоростной обработки.

При обычной обработке с увеличением скорости резания и уменьшением толщины стружки непрерывно повышается температура обрабатываемой заготовки, стружки и инструмента. Но если повысить скорость подач в 5-10 раз, как это имеет место при высокоскоростном фрезеровании, то температура резцов повышается лишь незначительно. Причина этого заключается в том, что скорость подачи превышает скорость теплопроводности обрабатываемого резанием основного материала. Фреза «опережает» распространение тепла. Тем самым распространение тепла, образующегося в зоне контакта, в основной металл заготовки и фрезы большей частью предотвращается, а основная доля тепла от резания отводится со стружкой. За счет этого значительно увеличивается стойкость инструмента. Исследования японских специалистов показали, что во время выполнения ВСО 75% произведенного тепла отводится со стружкой, 20% - через инструмент, и 5% - через обрабатываемую деталь. Деталь в процессе резания нагревается незначительно, что положительно влияет на точность обработки. На основании исследований обработки материалов с высокими значениями прочности и твердости получены уравнения, с помощью которых возможно рассчитать температуру поверхности резания детали в зависимости от режимов резания.

Температура поверхности резания определяет также величину и направление остаточных напряжений в поверхностном слое детали после её обработки. Так, высокие тепловые нагрузки обуславливают возникновение напряжения растяжения в обработанной поверхности, что, в свою очередь, может привести к возникновению волосяных трещин в поверхности детали.

Методы высокоскоростной обработки наиболее эффективно применять в инструментальном производстве для обработки пресс-форм для литья

металлов, пресс-форм для литья пластмасс, поскольку формообразующие детали (матрицы и пуансоны) изготавливаются, как правило, из одной заготовки за одну установку. Их также эффективно применять для обработки штампов при изготовлении деталей сложной формы. Обрабатываемые материалы обладают высокой твердостью и склонны к образованию трещин. Возможность обработки заранее закаленных заготовок позволяет значительно увеличить долговечность деталей штампов.

Во всех случаях благодаря высокоскоростному фрезерованию достигается по сравнению с обычным фрезерованием обеспечивается снижение основного технологического времени (в 5-10 раз). Однако при производстве инструментов, характеризующимся обработкой сложных форм и поверхностей свободной формы, применяется другая стратегия. Во избежание трудоемкой и дорогостоящей ручной работы при фрезеровании уменьшают формат строки, т.е. расстояние между двумя параллельными, расположенными рядом друг с другом траекториями, проведенными центром фрезы.

Таким образом, можно при одинаковом основном машинном времени избежать ручной работы и тем самым сэкономить расходы.

Эффект высокоскоростного фрезерования состоит еще и в возможности обработки в надкритическом для колебаний диапазоне, так как при высоких скоростях вращения значительно превышаются частоты резонанса детали, инструмента и компонентов станка. Одновременно с этим за счет небольших поперечных сечений среза силы резания могут быть небольшими, что благоприятно сказывается на выдерживании размеров узлов. Кроме того, проблема выделения тепла сведена к минимуму, как отмечалось выше.

Стратегия обработки. По сути, это достаточно простые правила, которые должен выполнять технолог при составлении программ обработки и наличие САМ-систем, которые поддерживают эти правила.

Первое правило ВСО – необходимо обеспечить малые сечения среза, снимаемые с большой скоростью. Как отмечалось выше, это основа высокоскоростной обработки и реализуется простым заданием малых шагов между проходами, кроме случаев врезания, когда идет проход полной шириной фрезы. Такие случаи надо исключать, что достигается использованием трохойдальной обработки, когда фреза движется в процессе врезания по окружности, в конечном счете, осуществляя врезание. Идеально, когда САМ-система сама строит трохойду в местах, где надо осуществить врезание. Данная стратегия используется и при формировании пазов, которые ранее обрабатывались одним ходом фрезы того же диаметра, что и ширина паза.

В случае, когда ВСО используется для обработки закаленной заготовки с отверстием, то вследствие низкой стойкости сверл процесс сверления вызывает определенные сложности. В этом случае эффективным методом может быть спиральная расфрезеровка отверстий. Причем, как показывает практика, этот метод обработки по производительности и стойкости

инструмента превосходит обычное сверление. Как правило, объем программ для ВСО значительно превосходит объем традиционных программ силового резания. В этом случае системы ЧПУ должны обладать возможностью быстрой обработки программы, составляющие десятки мегабайт, что требует больших затрат времени на расчет траектории. Поэтому на первый план выходит скорость расчета, которую должна обеспечить САМ-система. Например, при разработке системы PowerMILL фирма Delcam уделяла этому особое внимание, и поэтому не случайно, что она является лидером по времени расчета и пересчета программ.

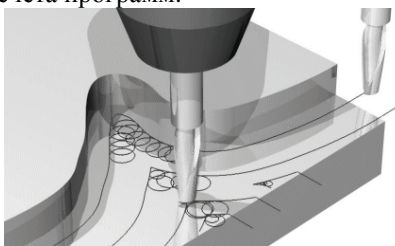


Рис. 2. Схема обработки.

Второе правило ВСО – обеспечение гладкой траектории движения инструмента. Оно вытекает из необходимости снижения динамических нагрузок во время резкой смены направления движения инструмента. Надо максимально возможно исключить углы на траектории, рис. 2. В углах, где инструмент меняет направление, он вынужден остановиться. Однако, снижение нагрузки в этот момент вызывает врезание фрезы в тело детали, и как следствие на поверхности детали остаются следы.

Третье правило – обеспечение равномерной нагрузки на инструмент. Традиционная сточная обработка, состоящая из многочисленных ходов врезания и выходов инструмента, даже если это сглаженные входы по дуге, не может быть признана оптимальной для ВСО. Предпочтение должно отдаваться спиральным стратегиям, где инструмент однажды врезавшись, сохраняет непрерывный и равномерный контакт с заготовкой или стратегиям эквидистантного смещения контура, которые сохраняют контакт инструмента с заготовкой длительное время с одним заходом и выходом. Это же правило равномерных нагрузок диктует технику обработки внутренних скруглений. При ВСО надо стремиться исключать обработку фрезами с радиусами, равными радиусам скругления на детали.

Список литературы: 1. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения / Под общей редакцией Ф.В. Новикова и А.В. Якимова. В десяти томах. – Т.2. “Теплофизика резания материалов” – Одесса: ОНПУ, 2003. – 625 с. 2. Новиков Ф.В., Яценко С.М. Повышение эффективности технологии финишной обработки деталей пар трения поршневых насосов // Труды 13-й Межд. научн.-техн. конф. Физические и компьютерные технологии. – Харьков: ХНПК “ФЭД”, 2007. – С. 8-20. 3. Макаров А.Д. Оптимизация процессов резания. – М.: Машиностроение, 1976. – 178 с.

Поступила в редколлегию 21.04.08

И.А. РЯБЕНКОВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ УМЕНЬШЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ШЛИФОВАНИЯ И ГЛУБИНЫ ЕЕ ПРОНИКНОВЕНИЯ В ПОВЕРХНОСТНЫЙ СЛОЙ ОБРАБАТЫВАЕМОЙ ДЕТАЛИ

Приведены уточненные и приближенные аналитические зависимости для расчета температуры шлифования и глубины ее проникновения в поверхностный слой обрабатываемой детали и определены условия уменьшения указанных параметров

Обеспечение высококачественной обработки деталей машин является важнейшим условием создания конкурентноспособной машиностроительной продукции. В связи с этим важно знать технологические возможности процесса шлифования в плане уменьшения температуры шлифования и глубины ее проникновения в поверхностный слой обрабатываемой детали, поскольку при шлифовании, как правило, окончательно формируются параметры качества обработки. Для этого необходимо расширить наши представления о физических закономерностях формирования тепловой напряженности процесса шлифования. В работах [1, 2] приведены важные результаты теоретических и экспериментальных исследований температуры шлифования. Используя их, аналитически опишем температуру шлифования и определим пути ее уменьшения. Целью работы является обоснование путей уменьшения температуры шлифования и глубины ее проникновения в поверхностный слой обрабатываемой детали для обеспечения высококачественной обработки.

Проведем теоретический анализ температуры θ , возникающей в процессе микрорезания единичным зерном. Для этого рассмотрим расчетную схему (рис. 1), в которой снимаемый припуск условно представлен в виде множества бесконечно тонких адиабатических стержней, перерезаемых со скоростью $V_{рез}$. Для определения θ воспользуемся аналитической зависимостью [3]:

$$\theta = \frac{\sigma}{c \cdot \rho} \cdot z, \quad (1)$$

где σ – условное напряжение резания, Н/м²; C – удельная теплоемкость обрабатываемого материала, Дж/(кг·К); ρ – плотность материала, кг/м³; z – относительная величина температуры ($z = 0 \dots 1$), определяется из уравнения:

$$\bar{l}_1 = \frac{c \cdot \rho}{\lambda} \cdot a \cdot V_{рез} = -\ln(1-z) - z, \quad (2)$$

$$V_{рез} = \frac{a}{\tau} = a \cdot \frac{V_{кр}}{h} = V_{кр} \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (3)$$

– коэффициент теплопроводности обрабатываемого материала, Вт/м·К; a – толщина среза единичным зерном, м; $V_{кр}$ – скорость круга, м/с; τ – время перерезания адиабатического стержня, с; h – длина зоны резания, охваченная плоскостью сдвига материала, м; β – угол сдвига обрабатываемого материала.

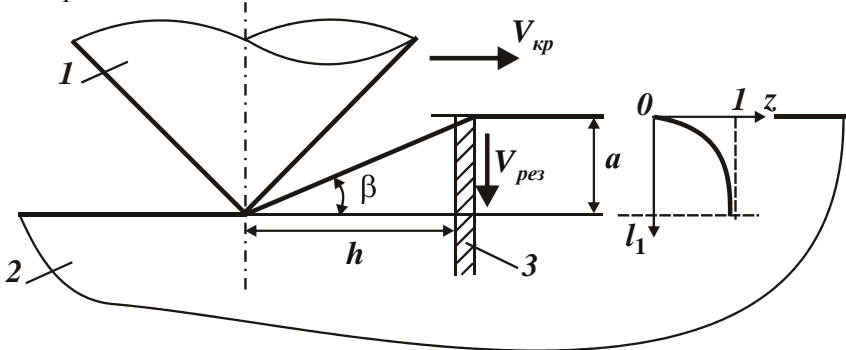


Рис. 1. Расчетная схема процесса микрорезания отдельным зерном: 1 – режущее зерно; 2 – обрабатываемый материала; 3 – адиабатический стержень.

На рис. 1 графически показан характер изменения относительной величины температуры z в зависимости от пути перемещения теплового источника вдоль адиабатического стержня $l_1 = V_{рез} \cdot \tau$, где τ – время действия теплового источника на фиксированный адиабатический стержень, с. Как видно, относительная величина температуры z изменяется в пределах от нуля до единицы. Следовательно, срезаемый слой материала толщиной a и образующая стружка будут нагреваться неравномерно. Чем больше толщина среза a , тем больше относительная величина температуры z . Соответственно больше доля тепла, уходящего в образующуюся стружку, и меньше доля тепла, уходящего в обрабатываемую деталь.

Как следует из зависимости (1), уменьшить температуру θ можно прежде всего за счет уменьшения условного напряжения резания σ . В свою очередь, уменьшение σ предполагает увеличение условного угла сдвига материала при резании β , т.к. они связаны обратно пропорциональной зависимостью [4]:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\sigma_{сж}}{\sigma}, \quad (4)$$

где $\sigma_{сж}$ – предел прочности обрабатываемого материала на сжатие, Н/м².

Увеличение угла β , согласно зависимостям (2) и (3), ведет к увеличе-

нию безразмерной величины \bar{l}_1 и соответственно относительной величины температуры z . Следовательно, условное напряжение резания σ (которое входит в зависимость (1) как непосредственно, так и в виде функции z) неоднозначно влияет на температуру резания θ , определяемую зависимостью (1). В связи с этим произведем оценку влияния условного напряжения резания σ на температуру резания θ . Для этого подставим зависимость (4) в зависимость (2) и разрешим ее относительно σ :

$$\sigma = \frac{c \cdot \rho}{\lambda} \cdot \frac{\sigma_{сжс}}{\bar{l}_1} \cdot a \cdot V_{кр}. \quad (5)$$

Как видно, с увеличением безразмерной величины \bar{l}_1 и соответственно относительной величины температуры z условное напряжение резания σ уменьшается. Полученную зависимость (5) подставим в зависимость (1):

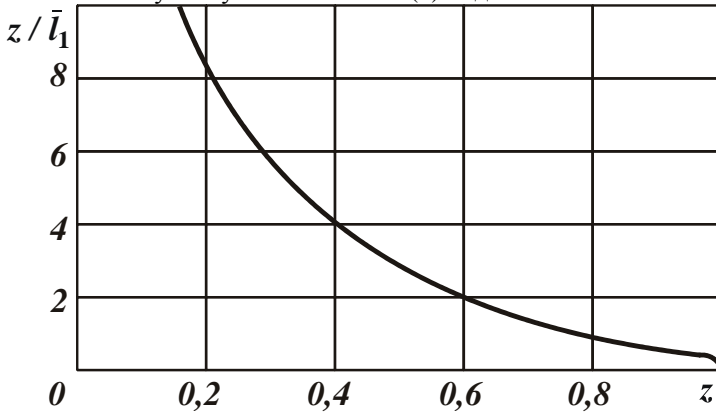


Рис. 2. Зависимость z / \bar{l}_1 от z .

$$\sigma = \frac{\sigma_{сжс}}{\lambda} \cdot \frac{z}{\bar{l}_1} \cdot a \cdot V_{кр}. \quad (6)$$

Зависимость z / \bar{l}_1 от z приведена на рис. 2. С увеличением относительной величины температуры z функция z / \bar{l}_1 и соответственно температура резания θ непрерывно уменьшаются. Однако, с увеличением \bar{l}_1 (или z), как следует из зависимости (5), уменьшается условное напряжение резания σ . Поэтому с уменьшением σ будет уменьшаться и температура резания θ . Следовательно, между температурой резания θ и условным напряжением резания σ существует вполне однозначная связь: чем меньше σ , тем меньше θ .

Зависимость (2) неявно выражена через относительную величину температуры z , что ограничивает возможности ее анализа. В связи с этим выра-

зим относительную величину температуры z через параметры процесса микрорезания единичным зерном, для чего входящую в выражение $\bar{l}_1 = -\ln(1-z) - z$ функцию $\ln(1-z) = \ln x$ (где $x < 1$) разложим в ряд:

$$\ln x = \frac{x-1}{1} - \frac{(x-1)^2}{2} + \frac{(x-1)^3}{3} - \dots = -\left(\frac{z}{1} + \frac{z^2}{2} + \frac{z^3}{3} + \dots\right), \text{ тогда} \quad (7)$$

$$\bar{l}_1 = \frac{z^2}{2} + \frac{z^3}{3} + \frac{z^4}{4} + \dots \quad (8)$$

Поскольку $z < 1$, представим зависимость (8) в упрощенном виде:

$$\bar{l}_1 = \frac{z^2}{2}. \quad (9)$$

Подставим зависимость (9) в (2) и полученное выражение разрешим относительно величины z с учетом $V_{рез} = V_{кр} \cdot tg\beta$:

$$z = \sqrt{2 \cdot \frac{c \cdot \rho}{\lambda} \cdot a \cdot V_{рез}}. \quad (10)$$

Таким образом, получена аналитическая зависимость, в явном виде устанавливающая связь между относительной величиной температуры z и параметрами процесса микрорезания единичным зерном. Как видно, с увеличением толщины среза a и скорости $V_{рез}$ движения теплового источника вдоль адиабатического стержня величина z увеличивается. С учетом зависимости (10) может быть в явном виде выражена зависимость (1):

$$\theta = \frac{\sigma \cdot z}{c \cdot \rho} = \sigma \cdot \sqrt{\frac{2}{c \cdot \rho \cdot \lambda} \cdot a \cdot V_{кр} \cdot tg\beta}. \quad (11)$$

Подставляя (4) в зависимость (11), окончательно имеем

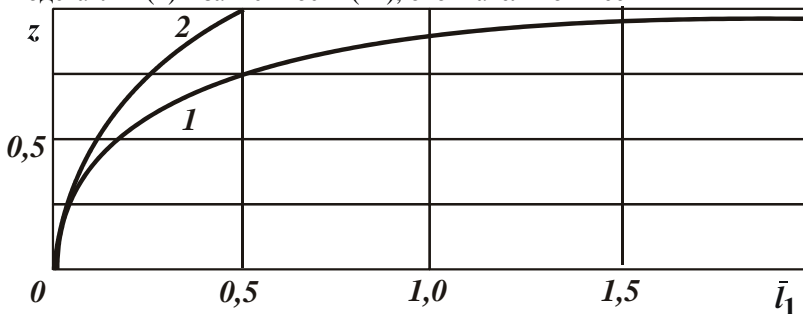


Рис. 3. Графики зависимостей $\bar{l}_1 = -\ln(1-z) - z$ (1) и $\bar{l}_1 = z^2/2$ (2).

$$\theta = \sqrt{\frac{2a \cdot V_{кр} \cdot \sigma \cdot \sigma_{сж}}{c \cdot \rho \cdot \lambda}}. \quad (12)$$

Как видно, уменьшить температуру θ можно уменьшением условного

напряжения резания σ , толщины среза a и $V_{кр}$. Причем, все три указанных параметра в одинаковой степени влияют на температуру θ . Необходимо отметить, что упрощенное решение (9) и полученные на его основе аналитические зависимости (10) и (12) справедливы для условия $z < 0,6$, рис. 3.

Определим толщину слоя l_2 детали, в котором концентрируется выделяемое при обработке тепло [5], с учетом зависимости (8):

$$l_2 = a \cdot \frac{z}{\bar{l}_1} = \frac{a}{\left(\frac{z}{2} + \frac{z^2}{3} + \frac{z^3}{4} + \dots \right)}. \quad (13)$$

Как следует из зависимости (13), с увеличением относительной величины температуры z параметр l_2 уменьшается, что хорошо согласуется с графиком функции z/\bar{l}_1 , показанной на рис. 2. Рассматривая безразмерную величину \bar{l}_1 в упрощенном виде (9) с учетом зависимости (13), параметр l_2 выразится:

$$l_2 = \frac{2 \cdot a}{z}. \quad (14)$$

Подставим в (14) зависимость (10):

$$l_2 = \sqrt{2 \cdot \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \cdot \tau} = \sqrt{2 \cdot \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \cdot \frac{a}{V_{кр} \cdot tg\beta}}, \quad (15)$$

где $\tau = a/V_{рез}$ – время действия теплового источника на фиксированный адиабатический стержень, с.

Таким образом показано, что параметр l_2 вполне однозначно определяется временем τ , т.е. временем перерезания стержня. Чем меньше τ , тем меньше толщина слоя l_2 обрабатываемой детали, в котором концентрируется выделяемое при обработке тепло. Уменьшить время τ можно уменьшением толщины среза a и увеличением скорости круга $V_{кр}$.

Перейдем теперь к анализу процесса шлифования. В работе [3] установлено, что при шлифовании z определяется из уравнения, аналогичного (2):

$$\bar{l}_1 = \frac{c \cdot \rho}{\lambda} \cdot t \cdot V_{рез} = -\ln(1-z) - z, \quad (16)$$

где $V_{рез} = V_{дем} \cdot \sqrt{t/2R_{кр}}$; $V_{дем}$ – скорость детали, м/с; t – глубина шлифования, м; $R_{кр}$ – радиус шлифовального круга, м.

Раскладывая функцию $\ln(1-z)$ в ряд (7), уравнение (16) примет вид:

$$\bar{l}_1 = \frac{c \cdot \rho}{\lambda} \cdot t \cdot V_{рез} = \frac{z^2}{2} + \frac{z^3}{3} + \frac{z^4}{4} + \dots \quad (17)$$

Ограничиваясь первым слагаемым в разложении (17), т.е. рассматривая безразмерную величину \bar{l}_1 в упрощенном виде (9), величина z определится:

$$z = \sqrt{2 \cdot \frac{c \cdot \rho}{\lambda} \cdot t \cdot V_{\text{дем}} \cdot \sqrt{\frac{t}{2R_{\text{сп}}}}} \quad (18)$$

Как видно, с увеличением глубины шлифования t и скорости детали $V_{\text{дем}}$ величина z увеличивается. С учетом зависимости (18) может быть в явном виде выражена температура шлифования θ , определяемая зависимостью (1):

$$\theta = \frac{\sigma \cdot z}{c \cdot \rho} = \sigma \cdot \sqrt{\frac{2}{c \cdot \rho \cdot \lambda} \cdot t \cdot V_{\text{дем}} \cdot \sqrt{\frac{t}{2R_{\text{сп}}}}} \quad (19)$$

Температура шлифования θ тем меньше, чем меньше σ и параметры режима шлифования t и $V_{\text{дем}}$. Определим параметр l_2 , для чего воспользуемся приближенной зависимостью (15), в которой время τ представим в виде:

$$\tau = \frac{t}{V_{\text{рез}}} = \frac{\sqrt{2t \cdot R_{\text{сп}}}}{V_{\text{дем}}} \quad (20)$$

Окончательно параметр l_2 выразится:

$$l_2 = \sqrt{2 \cdot \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \cdot \frac{\sqrt{2t \cdot R_{\text{сп}}}}{V_{\text{дем}}}} \quad (21)$$

Согласно полученной зависимости (21), уменьшить параметр l_2 можно уменьшением глубины шлифования t и увеличением скорости детали $V_{\text{дем}}$.

Необходимо отметить, что приближенные зависимости (18), (19) и (21) позволяют с достаточной для практики точностью рассчитать параметры l_2 , z и θ , поскольку приближенное решение (9) справедливо для условия $z < 0,6$, которое, как нами установлено [5], реализуется для широкого диапазона изменения параметров режима шлифования t и $V_{\text{дем}}$.

Список литературы: 1. Якимов А.В. Оптимизация процесса шлифования. – М.: Машиностроение, 1975. – 175 с. 2. Синтетические алмазы в машиностроении / Под ред. В.Н. Бакуля. – К.: Наук. думка, 1976. – 351 с. 3. Новиков Ф.В., Яценко С.М. Повышение эффективности технологии финишной обработки деталей пар трения поршневых насосов // Труды 13-й Международной научно-технической конференции. Физические и компьютерные технологии. – Харьков: ХНПК “ФЭД”, 2007. – С. 8-20. 4. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения / Под общей редакцией Ф.В. Новикова и А.В. Якимова. В десяти томах. – Т.1. “Механика резания материалов” – Одесса: ОНПУ, 2002. – 580 с. 5. Новиков Ф.В., Рябенков И.А. Теоретический анализ условий повышения качества обработки по температурному критерию // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Х.: ХНТУСГ. – 2007. – Вип. 61. – С. 164-171.

Поступила в редколлегию 21.04.08

Ф.В. НОВИКОВ, О.С. КЛЕНОВ, И.Н. СНИСАРЕНКО

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ С УЧЕТОМ ДЕЙСТВИЯ НА ПЕРЕДНЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ИНСТРУМЕНТА РАВНОМЕРНО РАСПРЕДЕЛЕННОЙ НАГРУЗКИ

Приведены результаты теоретических исследований основных параметров силовой напряженности при резании. Показано соответствие теоретических и экспериментальных результатов

Процессы резания материалов характеризуются относительно небольшой энергоемкостью обработки, т.е. количеством энергии, расходуемой на сьем единицы объема материала. Это позволяет обеспечить высококачественную и высокопроизводительную обработку, что собственно и предопределяет широкое применение процессов резания для формообразования поверхностей деталей. В научно-технической литературе [1–6] опубликовано чрезвычайно большое количество работ по определению параметров силовой напряженности процессов резания и соответственно энергоемкости обработки. Вместе с тем, вопросы снижения энергоемкости процессов резания материалов в полной мере не раскрыты и поэтому актуальны. Все это указывает на необходимость проведения дальнейших исследований параметров силовой напряженности процессов резания, разработки математических моделей для аналитического описания и определения путей снижения энергоемкости обработки. Целью настоящей работы является аналитическое описание и исследование параметров силовой напряженности процесса резания материалов с учетом действия на передней поверхности инструмента равномерно распределенной нагрузки.

Используя теоретические подходы, предложенные в работах [5, 6], получим упрощенное решение об условиях формирования условного угла сдвига материала β с учетом действия на передней поверхности инструмента равномерно распределенной нагрузки. Рассмотрим расчетную схему процесса стружкообразования при резании инструментом с нулевым передним углом, рис. 1. Предположим, что на передней поверхности инструмента действуют равномерно распределенные нормальная и тангенциальная нагрузки соответственно интенсивностью q_N и q_τ . Суммарная равномерно распределенная нагрузка интенсивностью $q = \sqrt{q_N^2 + q_\tau^2}$, очевидно, будет действовать под углом ψ , т.е. под условным углом трения обрабатываемого материала с передней поверхностью инструмента. Под таким же углом будет действовать и сила резания P , вызывая сдвиг обрабатываемого материала вдоль линии OA . Исходя из

такого геометрического представления зоны стружкообразования при резании, необходимо определить положение условной плоскости сдвига материала, т.е. условный угол сдвига материала β для заданных значений длины контакта обрабатываемого материала с передней поверхностью инструмента l и толщины среза a .

Определим касательное напряжение τ , возникающее в условной плоскости сдвига материала длиной $L=OA$:

$$\tau = (P \cdot \cos(\psi + \beta)) / (\epsilon \cdot L), \quad (1)$$

где ϵ – ширина среза, м.

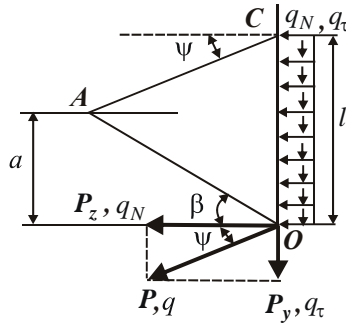


Рис.1 – Расчетная схема параметров процесса резания.

Длину L установим на основе теоремы синусов для косоугольного треугольника OAC :

$$l / \sin \angle A = L / \sin(90^\circ - \psi), \quad (2)$$

где $\angle A = \psi + \beta$.

После преобразования зависимости (2), имеем:

$$L = l \cdot \cos \psi / \sin(\psi + \beta). \quad (3)$$

Подставим (3) в зависимость (1) с учетом $P = P_z / \cos \psi = (q_N \cdot l \cdot \epsilon) / \cos \psi$:

$$\tau = (q_N \cdot \sin 2(\psi + \beta)) / (2 \cdot \cos^2 \psi), \quad (4)$$

где P_z – тангенциальная составляющая силы резания, Н.

Как видно, наибольшее значение τ достигается при условии $\sin 2(\psi + \beta) = 1$, т.е. при $2(\psi + \beta) = 90^\circ$ или

$$\beta = 45^\circ - \psi. \quad (5)$$

Следовательно, сдвиг материала будет происходить под углом β к направлению движения обрабатываемого материала или под углом 45° к направлению действия силы резания P . Это соответствует условию разрушения прямолинейного образца от действия сжимающей силы. Зависимость (5) отличается от аналогичной, полученной при условии действия на вершине инструмента сосредоточенной силы P (рис. 2) [5,6,7]:

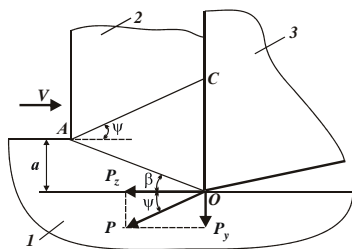


Рис.2. – Расчетная схема параметров стружкообразования при резании: 1 – обрабатываемый материал; 2 – образующая стружка; 3 – режущий инструмент.

$$\beta = 45^\circ - \psi/2. \quad (6)$$

Рассчитанные по данной зависимости значения условного угла сдвига материала β всегда будут меньше значений β , рассчитанных по зависимости (6). Причем, зависимость (5) допускает уменьшение угла β вплоть до нуля (при $\psi=45^\circ$), тогда как по зависимости (6) угол β мог уменьшиться лишь до значения $22,5^\circ$. Таким образом, исходя из зависимости (5), условный угол сдвига материала β принимает меньшие значения, что в большей степени соответствует известным экспериментальным данным. Принимая в зависимости (4) условие $\tau = \tau_{сдв}$ (где $\tau_{сдв}$ – предел прочности на сдвиг обрабатываемого материала, Н/м²) с учетом зависимости (5), определим интенсивность равномерно распределенной нормальной нагрузки q_N :

$$q_N = 2 \cdot \tau_{сдв} \cdot \cos^2 \psi. \quad (7)$$

При условии $\psi=0$, т.е. при отсутствии трения на передней поверхности инструмента, имеем $q_N = 2 \cdot \tau_{сдв}$. При наличии трения ($\psi > 0$) справедливо соотношение $q_N < 2 \cdot \tau_{сдв}$. В табл. 1 приведены расчетные значения отношения $q_N / \tau_{сдв}$ в зависимости от условного угла трения ψ .

Таблица 1 – Расчетные значения отношения $q_N / \tau_{сдв}$

ψ , град	0	10	20	30	45
$q_N / \tau_{сдв}$	2	1,94	1,77	1,5	1

Тангенциальная P_z и радиальная P_y составляющие силы резания определяются зависимостями:

$$P_z = 2 \cdot \sigma \cdot l \cdot \tau_{сдв} \cdot \cos^2 \psi, \quad (8)$$

$$P_y = P_z \cdot \operatorname{tg} \psi = \sigma \cdot l \cdot \tau_{сдв} \cdot \sin 2\psi. \quad (9)$$

В приведенные зависимости входит неизвестная величина l . Для ее определения воспользуемся тригонометрическим соотношением (2) с учетом $L = a / \sin \beta$. Тогда зависимость (2) выразится:

$$l/\sin(\psi + \beta) = a/\sin\beta \cdot \cos\psi, \quad \text{откуда} \quad (10)$$

$$l/a = 1/(\sqrt{2} \cdot \sin(45^\circ - \psi) \cdot \cos\psi). \quad (11)$$

В табл. 2 приведены рассчитанные по зависимости (11) значения l/a . Как видно, с увеличением угла ψ отношение l/a интенсивно увеличивается, достигая при $\psi = 40^\circ$ значение больше 10.

Таблица 2 – Расчетные значения l/a

ψ , град	0	10	20	30	40
l/a	1	1,25	1,78	3,16	10,58

Подставляя зависимость (11) в зависимости (8) и (9), окончательно определим тангенциальную P_z и радиальную P_y составляющие силы резания:

$$P_z = \frac{\sqrt{2} \cdot a \cdot \epsilon \cdot \tau_{\text{сдв}} \cdot \cos\psi}{\sin(45^\circ - \psi)}; \quad P_y = \frac{\sqrt{2} \cdot a \cdot \epsilon \cdot \tau_{\text{сдв}} \cdot \sin\psi}{\sin(45^\circ - \psi)}. \quad (12)$$

Исходя из зависимостей (12), основное влияние на составляющие силы резания P_z и P_y оказывает условный угол трения обрабатываемого материала с передней поверхностью инструмента ψ . С его увеличением составляющие силы резания P_z и P_y увеличиваются. Следовательно, уменьшить силу резания можно прежде всего за счет уменьшения угла ψ или коэффициента трения на передней поверхности инструмента. Сила резания $P = \sqrt{P_z^2 + P_y^2}$ определяется:

$$P = (\sqrt{2} \cdot a \cdot \epsilon \cdot \tau_{\text{сдв}}) / \sin(45^\circ - \psi). \quad (13)$$

Следуя зависимости (13), сила резания P , также как и ее составляющие P_z и P_y вполне однозначно определяется углом ψ . Произведем расчет условного угла сдвига материала β на основе использования понятия об окружности одинаковых напряжений и расчетной схемы, показанной на рис. 3 [5].

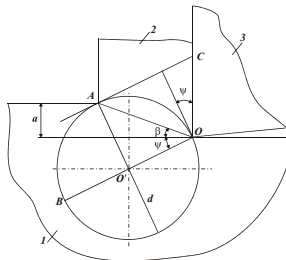


Рис. 3 – Расчетная схема условного угла сдвига материала β при резании: 1 – обрабатываемый материал; 2 – образующаяся стружка; 3 – инструмент.

Положение условной плоскости сдвига OA будет определяться из условия касания окружностью одинаковых напряжений диаметром d линии, проведенной через точку C и параллельной линии OO' (проходящей через центр окружности диаметром d). Поскольку отрезок OO' равен отрезку $O'A$ и равен половине диаметра окружности, то угол $\psi + \beta = 45^\circ$. Следовательно, условный угол сдвига материала β равен $\beta = 45^\circ - \psi$. В итоге пришли к зависимости (5), т.е. пользуясь понятием окружности одинаковых напряжений можно достаточно просто и геометрически наглядно установить условный угол сдвига материала β . Также не сложно определить диаметр окружности d и отношение l/a .

Диаметр окружности d определяется из зависимости (где $l = OC$):

$$d/2 = l \cdot \cos \psi. \quad (14)$$

Из расчетной схемы, показанной на рис. 3, вытекает тригонометрическое соотношение (где $L = OA = a / \sin \beta$):

$$d/2 = L \cdot \cos 45^\circ. \quad (15)$$

Тогда, подставляя зависимость (15) в зависимость (14), имеем:

$$l/a = 1 / \left(\sqrt{2} \cdot \sin(45^\circ - \psi) \cdot \cos \psi \right). \quad (16)$$

Как видно, зависимость (16) идентична зависимости (11), т.е. расчеты выполнены правильно. Таким образом, разработана математическая модель определения параметров силовой напряженности процесса резания материалов, учитывающая действия распределенной нагрузки на передней поверхности инструмента. Это позволило уточнить известное аналогичное аналитическое решение, основанное на учете действия на передней поверхности инструмента сосредоточенной нагрузки. Доказано, что по данному решению условный угол сдвига β принимает меньшие значения, чем в известном решении, а это хорошо согласуется с соответствующими экспериментальными данными.

Список литературы: 1. Грановский Г.И., Грановский В.Г. Резание металлов: Учебник. – М.: Высшая школа, 1985. – 304 с. 2. Бобров В.Ф. Основы теории резания металлов. – М.: Машиностроение, 1975. – 343 с. 3. Лоладзе Т.Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента. – М.: Машиностроение, 1982. – 320 с. 4. Силин С.С. Метод подобия при резании материалов. – М.: Машиностроение, 1979. – 152 с. 5. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения / Под общ. ред. Ф.В. Новикова и А.В. Якимова. В десяти томах. – Т. 1. "Механика резания материалов" – Одесса: ОНПУ, 2002. – 580 с. 6. Новиков Г.В. Элементы теории энергоемкости процессов механической обработки // Високі технології в машинобудуванні: Збірник наукових праць НТУ"ХП". – Х.: НТУ"ХП", 2006. – Вип. 2 (13). – С. 74-86. 7. Кленов О.С. Расчет и исследование параметров силовой напряженности процессов механической обработки материалов // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2007. – Вип. 61. – С. 231-238.

Поступила в редколлегию 21.04.08

В. Г. ШКУРУПІЙ

ВИБІР ЗЕРНИСТОСТІ АБРАЗИВУ ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ШОРСТКОСТІ ОБРОБЛЕНИХ ПОВЕРХОНЬ

В роботі досліджено вплив розподілу абразивних зерен у мікро порошках і пастах виготовлених промисловими підприємствами на шорсткість оброблених поверхонь.

Вступ. Ми навчилися управляти процесом формування відхилень форми й розташування поверхонь, хвилястості й шорсткості поверхонь, але для нерівностей з розмірами менш 1 мкм існує проблема керування процесом їхнього формування. Оксиди, як результат фізико-хімічних явищ на поверхні, є порівнянними з досліджуваними нерівностями й у той же час наявність забруднень, неоднорідностей на поверхні вимагають введення додаткових операцій по обробці поверхні. На сучасному етапі буває дуже складно дозувати силові впливи на мікро рівні.

Проблема керування геометричними характеристиками й фізико-хімічним станом поверхонь деталей актуальна. Цілеспрямоване формування поверхневого шару із заданими властивостями є однією з найважливіших завдань технології виготовлення деталей. Керуючи фінішною операцією, можна одержати поверхневий шар, що відповідає вимогам креслення деталі й технічних умов на її виготовлення.

Аналіз досліджень і публікацій. Відома робота [1] по дослідженню параметрів шорсткості оброблених поверхонь після полірування зразків зі сталі марки 30ХГСА алмазними стрічками, однак, у ній відсутній аналіз розподілу абразивних зерен по поверхні інструмента і його впливу на шорсткість оброблених поверхонь. В роботі [2] пропонується методика оцінки форми і розмірів алмазних зерен та зерен із інших синтетичних надтвердих матеріалів, однак, інформація по впливу форми і розмірів зерен на шорсткість поверхонь на наш погляд недостатня.

Постановка завдання дослідження. Для досліджень відібрані пекоканіфольний полірувальник і порошки алмазні синтетичні ДСТ 9206-70: АСМ 2/1; АСМ 7/5; АСМ 28/20; АСМ 40/28; АСМ 60/40 й алмазна паста АСМ 2/1 (СТ СЭВ 206-75). Необхідно побудувати криві розподілу розмірів часток порошку, виділити дрібну, основну й велику фракції й дослідити вплив зернистості на зміну параметрів шорсткості поверхні.

Основний зміст досліджень. Розглянемо табличні значення висотних параметрів шорсткості поверхні, отримані в експериментальних дослідженнях у роботі [1]. Для оцінки впливу технологічних факторів полірування на зміну висотних параметрів шорсткості побудуємо залежності рис. 1.

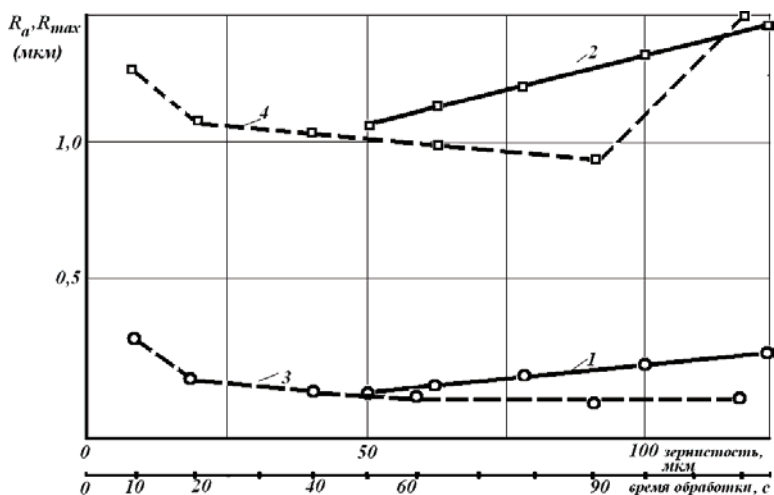


Рис.1. Вплив зернистості абразивної стрічки 1, 2 і тривалості обробки 3 й 4 на інтенсивність зміни значень висотних параметрів шорсткості поверхні (режим обробки: тиск 40 МПа; швидкість 35 м/хв; тривалість обробки 20 с. для 1 й 2; зернистість абразиву для 3 й 4 – АСО 50/40); 1, 3 – R_a ; 2 й 4 – R_{max}

Із графіка видно, що інтенсивність зміни R_{max} більше чим R_a . При збільшенні тривалості полірування інтенсивність зміни R_{max} різко збільшується, що можна пояснити дробленням зерен у процесі обробки, отже, процес полірування необхідно припинити до появи інтенсивного руйнування зерен. Зі зменшенням розмірів дроблених зерен (при незмінній силі притиснення полірувальника) контактний тиск зростає й, відповідно, глибина дряпання одним дробленим зерном повинна бути більше, тобто R_{max} збільшиться при збереженні ефекту згладжування. Зростанню контактного тиску сприяє одночасне зіткнення великої кількості абразивних зерен, що збільшить енергію руху дробленого зерна.

Очевидно, при використанні алмазних стрічок і мікро порошків сполучення фізико-хімічних властивостей алмаза й матеріалу оброблюваної поверхні, зниження інтенсивності дії хімічно активних речовин, приводить до зменшення різного характеру неоднорідностей. У результаті великої кількості локальних дій відбувається зменшення висот нерівностей, що підтверджується згладжуванням профілю шорсткості поверхні. Однак, результати експерименту (рис. 1) показують, що на фоні згладжування при збільшенні тривалості обробки відбувається збільшення значень R_{max} .

Відношення R_a / R_{max} може досягати досить малих значень (0,033 для абразивного полірування), відповідно R_{max} / R_a приймає відносно більші значення – 30,3. Це добре погодиться з отриманими теоретичними результатами,

зокрема, наведеними в роботі [3], згідно яким відношення R_a/R_{max} може змінюватися в межах 0,...0,29... З фізичної точки зору відносно більші значення R_{max}/R_a при абразивному поліруванні обумовлені формою відносної опорної довжини профілю поверхні t_p (рис 2 а, крива 2), установлені експериментом.

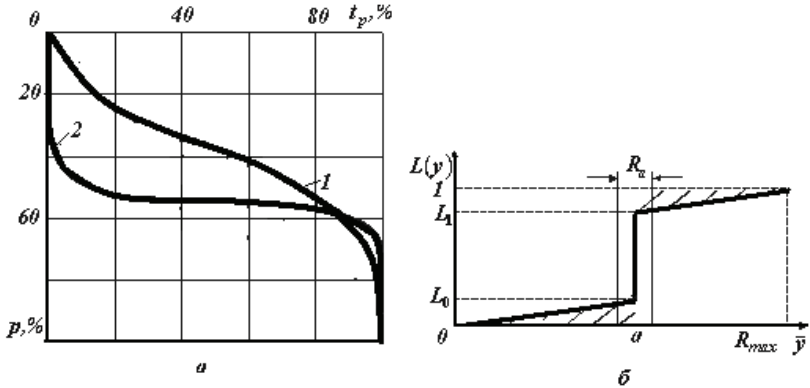


Рис. 2 – Відносні опорні криві поверхонь зразків з алюмінієвого сплаву марки АМг4 після обробки (а): 1- прокат (вихідна поверхня); 2 - абразивне полірування (б) - вид спрощеної функції $L(\bar{y})$

Шкала $p(\%)$ визначає відношення поточної висоти нерівностей до максимальної висоти нерівностей R_{max} , тобто значення $p=0\%$ відповідає положенню вершини найбільшої мікронерівності, а значення $p=100\%$ - положенню найбільшої западини.

Більше плавна зміна значень t_p зі зміною p (крива 1) указує на більш рівномірний розподіл висот вершин мікронерівностей по профілю поверхні. Для абразивного полірування (крива 2) характерно нерівномірний розподіл висот нерівностей. Очевидно, у діапазоні $p = 50...56\%$ їх значно більше (90%, або більше), чим у діапазонах $p = 0...50\%$ й $p = 56...100\%$. Причому, у діапазоні $p = 0...50\%$ їх більше, ніж у діапазоні $p = 56...100\%$. Це свідчить про те, що в діапазон $p = 56...100\%$ попадають лише окремі мікронерівності (ризики, подряпини), утворені окремими гострими кроями абразивних зерен. На рис 3.-б представлений спрощений графік. Чим менше безрозмірна величина L_0 й більше аналогічна безрозмірна величина $L_1 \rightarrow I$, тим, напевно, більше відношення R_{max}/R_a . Відношення R_{max}/R_a може змінюватися в більших межах Це залежить від форми відносної опорної довжини профілю t_p .

Звичайне відношення кількості рідини і мікропорошку в суспензіях змінюється в широких межах від 2:1 до 60: 1.

Важливою властивістю абразивних зерен є ступінь гідрофобності їх по-

верхонь. Погана змочуваність абразивних частинок і відсутність між ними і полірувальником рідинного прошарку покращують зчеплення абразиву з полірувальником і умови полірування поверхні. Наприклад, гідрофобізація порошків розчинами, що містять олеїнову кислоту, є дуже ефективною. М'які абразивні матеріали на основі оксидів металів, особливо металів із змінною валентністю, здатні надавати на оброблювану поверхню хімічну дію з появою переважно на мікро виступах поверхні окисної плівки, полегшене видалення якої покращує якість полірування як м'яких, так і твердих матеріалів.

Для поліпшення якості поверхні абразивні зерна піддають корегуванню їх форми різними методами, наприклад методом механічної або термічної овалізації. Геометрія зерен істотно впливає на характер фізико-механічних явищ, що може значно поліпшити експлуатаційні характеристики. Такому корегуванню (овалізації) піддаються і алмазні мікро порошки, які часто використовуються для обробки поверхонь функціонально важливих деталей. Вони виготовляються з синтетичних алмазів АСМ і АСН (ГОСТ 9206-80) і природних алмазів АМ і АН.

Тверді абразивні матеріали, особливо алмазні мікро порошки, перевіряють на відповідність змісту основних, крупних і дрібних фракцій зерен. На рис. 3. показаний розподіл розмірів зерен алмазних мікро порошків АСМ різної зернистості, виготовлених по ДСТ 9206-80. Геометрію зерен досліджували на мікроскопі МБІ - 6 із спеціальною сіткою (збільшення 600 і 1200). Як імерсійне середовище, використовували кедрове масло. З графіка видно, що в складі мікро порошку АСМ 2/1 великої фракції більше чим малої і навіть більше ніж прийнято по державному стандарту, а це може бути причиною появи окремих слідів зерен на обробленій поверхні.

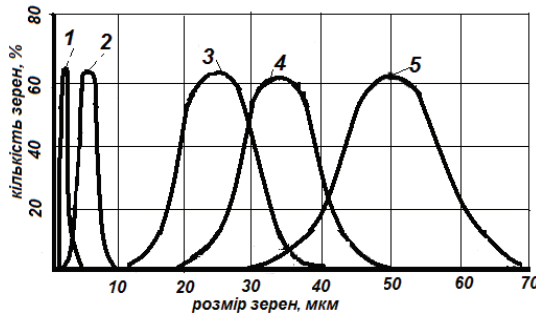


Рис.3. – Розподіл розмірів зерен алмазних мікро порошків: 1 – АСМ 2/1; 2 – АСМ 7/5; 3 – АСМ 28/20; 4 – АСМ 40/28; 5 – АСМ 60/40

При виборі абразивних складових слід враховувати розмір, форму і твердість абразивних частинок, оскільки із збільшенням їх розміру і твердості швидкість знімання матеріалу зростає, але одночасно погіршуються фізико-хімічні параметри поверхні, шорсткість і глибина дефектного шару. Поліруюча здатність абразивів визначається початковою формою зерен і динамікою їх зміни в процесі обробки. Переважною, з погляду продуктивності обробки,

є гострокутна пластинчаста форма частинок, а для забезпечення гладкості і зменшення шаржіруємості – овалізована або кругла форма. Концентрація абразиву в полірувальних складах може досягати 70 %. Оптимальна концентрація порошків залежить від їх хімічної активності, твердості оброблюваного матеріалу і ін. Враховуючи, що процес полірування абразивними суспензіями супроводжується як динамічним, так і фізико-хімічним діями неабразивного середовища, то при її підборі слід враховувати наступні основні вимоги: необхідне і достатнє поверхнєве натягнення; гарну змачувальну здатність; відсутність окислення оброблюваної поверхні в процесі обробки; екологічну чистоту.

Технологічний процес виготовлення металевих дзеркал на стадії полірування включає декілька переходів з використанням мікро порошків різної зернистості (поступове зменшення зернистості). Процес полірування металів абразивним мікро порошком має свою специфіку: поверхня металу руйнується алмазними зернами, що рухаються по оброблюваній поверхні. Для полірування приймаються наступні основні допущення: швидкість знімання матеріалу пропорційна розміру абразивних зерен; оскільки теплопровідність металів дуже висока, то вірогідність плавлення мікро виступів незначна і відбуватиметься процес різання алмазними зернами.

В зв'язку з цим для полірування мідних дзеркал використали оксид алюмінію ультра дисперсний сферичний, розміри частинок якого відносять до категорії нанопорошків. Експеримент показав зменшення шорсткості обробленої поверхні при відносно більших значеннях відношення R_a / R_{max} , а це вказує на придатність порошків оксиду алюмінію для обробки мідних дзеркал.

Висновки: 1. Результати експериментів підтвердили зменшення відношення R_a / R_{max} при зменшенні зернистості абразивів для полірування поверхонь деталей. 2. Процес полірування необхідно припиняти до появи інтенсивного руйнування зерен.

Список літератури: 1. Качество поверхности при алмазно-абразивной обработке./Э.В. Рыжов, А.А. Сагарда, В.Б. Ильицкий, И.Х. Чеповецкий.– Киев: Наук. думка 1979. –244с. 2. Абразивная и алмазная обработка материалов./Под ред. Д.т.н., проф. А. Н. Резникова. М.: Машиностроение, 1977. –391 с. 3. Шкурупий В.Г. Повышение эффективности технологии финишной обработки светоотражающих поверхностей деталей из тонкого листа и лент. Дис. канд. техн. наук. ОНПУ, Одесса. 2006. - 282с.

Поступила в редколлегию 21.04.08

О. Б. ПАНАМАРЬОВА

НАДІЙНІСТЬ ГІДРОСИСТЕМИ ПІДЙОМНОГО МЕХАНІЗМУ СТРІЛОВОГО КРАНУ З АВТОМАТИЧНИМ РЕГУЛЯТОРОМ ШВИДКОСТІ ТА ЇЇ ВПЛИВ НА ЕКОНОМІЧНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ

Наведено результати розрахункових досліджень надійності гідросистеми підйомного механізму стрілового крану, що містить гідроагрегат живлення з запобіжним клапаном з осциляцією. Наведено порівняльний аналіз надійності та економічної ефективності гідроагрегата живлення в залежності від типів насосів та вібраційного контура.

Results of calculation researches of reliability of hydraulic systems of the elevating mechanism the crane pointer which includes the hydraulic unit with a safety valve with oscillation are resulted. The comparative analysis of reliability and economic efficiency of the hydraulic unit is resulted depending on types of pumps and a vibrating contour.

Вступ

Сучасний виробник гідроагрегатів і гідроапаратури, що входить до їхнього складу, намагається щоб його продукція відповідала сучасному рівню технічних вимог – відрізнялася високими питомими показниками і ККД. Однією з основних вимог, які пред'являються як до гідроагрегатів живлення (ГАЗ), так і до їх елементів є надійність. Зазвичай параметри надійності (імовірність безвідмовної роботи, середнє напрацювання до відмови та ін.) вказані в технічній документації на гідроагрегат і впливають на його конкурентоспроможність та ціну. Необхідно відмітити, що надійність сучасних гідроагрегатів та гідроапаратури, яка входить до їхнього складу, весь час зростає, позначаючись на їхній ціні та економічній ефективності.

1. Огляд літературних джерел

Проведений нами огляд літературних джерел дозволив встановити, що в них розглядається надійність окремих елементів гідравлічних систем (ГС). Наприклад, в [1, 2] розглядаються показники надійності насосів, гідроапаратів, інших елементів ГС. Розглянуті методи їхнього розрахунку та визначення. Однак в них не розглядаються питання впливу надійності на економічну ефективність ГС та гідроапаратів.

2. Мета і постановка задачі

Метою даної статті є оцінка надійності ГС підйомного механізму стрілового крану з використанням ГАЗ з ЗК з осциляцією та АРШ і визначення впливу надійності на економічну ефективність.

3. Гідравлічна система підйомного механізму стрілового крану з використанням АРШ

Дослідження показників надійності проведемо на прикладі ГАЗ з запобіжним клапаном (ЗК) з осциляцією, що входить до ГС підйомного механізму стрілового крану, гідравлічна схема якої наведено на рис. 1.

Ми пропонуємо замість делителя потоку [3] включити до складу ГС, що розглядається, автоматичний регулятор швидкості (АРШ) [4] для більш повного використання потужності ГАЖ з ЗК з осциляцією .

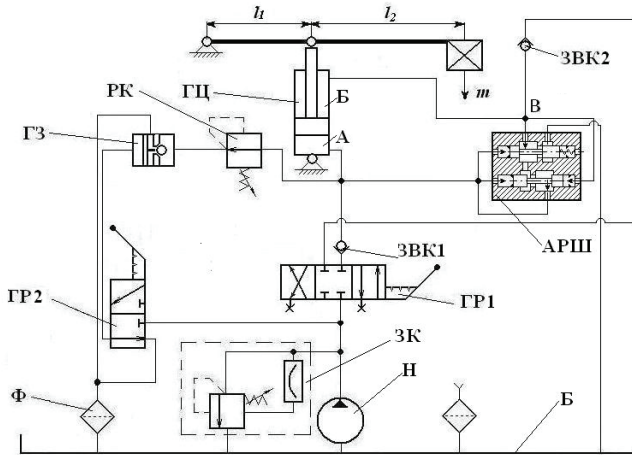


Рис. 1. Гідравлічна схема ГС підйомного механізму стрілового крану з АРШ: Н – насос, ЗК – запобіжний клапан з осциляцією, ГЦ – гідроциліндр, ГР1, ГР2 – гідророзподільники, ГЗ – гідрозамок, АРШ – автоматичний регулятор швидкості; РК – редуційний клапан, ЗВК1, ЗВК2 – зворотні клапани; Б – бак, Ф – фільтр.

Робота ГС підйомного механізму стрілового крану з АРШ відбувається наступним чином. Від насоса (Н) з постійною подачею $Q_n = const$ робоча рідина через трьохпозиційний гідророзподільник (ГР1) з ручним керуванням в середньому положенні надходить під тиском до ЗК з осциляцією, через котрий зливається в бак (Б). При перемиканні ГР1 і зміщенні його золотника в праве положення, робоча рідина проходить через ГР1 і зворотній клапан (ЗВК1) та потрапляє до поршневої порожнини гідроциліндра (ГЦ) (порожнина А) під тиском p_1 . ГЦ має два виводи з поршневої та підпоршневої порожнин, до котрих підведено автоматичний регулятор швидкості. Він може працювати в трьох режимах роботи, в залежності від навантаження виконавчого механізму.

Перший режим роботи АРШ характеризується вагою вантажу, на виконавчому механізмі

$$G \leq P_{доо} \eta_{ц}, \quad (1)$$

де G - вага вантажу; $P_{доо}$ – найбільше значення сили руху, що розвивається поршнем ГЦ; $\eta_{ц}$ – ККД ГЦ, що враховує сумарний ефект від дії сил тертя.

Пружина (рис. 2) фіксує золотник ЗЛ1 в золотниковому блоці АРШ в крайньому лівому положенні і наструюється на тиск $p_1 = p_{10}$ (p_{10} – тиск на котрий налаштована пружина АРШ) в порожнині А.

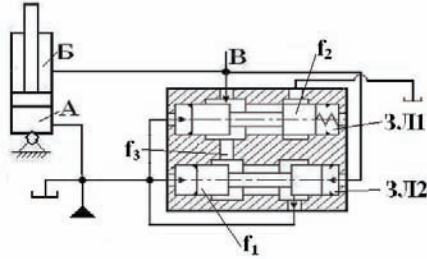


Рис. 2. Автоматичний регулятор швидкості: А – поршнева порожнина; Б – підпоршнева порожнина; ЗЛ1, ЗЛ2 – золотники АРШ; f_1, f_2, f_3 – площі каналів АРШ

Таким чином, при $P_{\text{дв}} \leq P_{\text{дв}_0}$ і відповідно $p_1 \leq p_{1_0}$, робоче вікно з площею f_2 закрито і злив з підпоршневої порожнини Б ГЦ до баку перекрито. Через те, що тиск p_2 в порожнині Б більше p_1 , то золотник ЗЛ2 знаходиться в крайньому лівому положенні і рідина з порожнини Б через канал площею f_3 між золотниками АРШ і робоче вікно з площею f_1 потрапляє до порожнини А. Робота ГЦ характеризується режимом диференційного включення.

Другий режим роботи АРШ характеризується навантаженням

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{дв}_0} + \Delta P_{\text{дв}}. \quad (2)$$

При цьому $p_1 > p_{1_0}$, золотник ЗЛ1 стискаючи пружину, пересувається праворуч і відкриває через вікно площею f_2 , відбувається злив з порожнини Б до баку. Тиск p_2 в порожнині Б зменшується, але залишається більшим ніж p_1 , внаслідок чого зменшується швидкість руху поршня:

В третьому режимі роботи АРШ навантаження

$$P_{\text{дв}} > P_{\text{дв}_0} + \Delta P_{\text{дв}}. \quad (3)$$

В цьому випадку $p_2 < p_1$; золотник ЗЛ2 займає крайнє ліве положення і перекриває вікно площею f_1 . До порожнини А подається лише витрата від насосу. Зі збільшенням сили $P_{\text{дв}}$ під дією тиску p_1 , що збільшується доти, доки тиск робочої рідини не досягне налаштованого тиску пружини. Золотник ЗЛ1 збільшує площу f_2 робочого вікна, у зв'язку з чим тиск p_2 продовжує зменшуватися.

Для опускання поршня ГЦ перемикаємо ГР1 в крайнє положення ліворуч. В цьому випадку припиняється надходження робочої рідини до напірної магістралі. робоча рідина подається до магістралі В керування АРШ. Це необхідно для того, щоб в підпоршневій порожнині ГЦ не сталося

розриву робочої рідини при опусканні штока, що може привести до виникнення вагань ГЦ разом з навантаженням. З поршневої порожнини ГЦ1 і з АРШ робоча рідина зливається через редуційний клапан (РК), гідрозамок, який відкривається від керуючого сигналу гідророзподільника ГР2 і фільтр (відбувається опускання вантажу). Зауважимо, що відстань на яку підіймається або опускається вантаж залежить від моменту часу, в який відбувається перемикання ГР1 та ГР2.

4. Надійність ГАЖ з запобіжним клапаном з осциляцією

Для розрахунку надійності ГАЖ з ЗК з осциляцією, який входить до складу ГС підйомного механізму стрілового крану з АРШ скористаємося методом структурних схем. Він передбачає розглядання ГС як систему елементів, для яких можна визначити показники надійності та вплив відмови елементів на надійність всієї системи. Метод структурних схем застосовується для розрахунку надійності як імовірності безвідмовної роботи за умови, що всі елементи системи є одновідмовними (тобто у елементах неможливі різні відмови одночасно) і відмови елементів незалежні. При цьому основою структурної схеми є умовне зображення послідовних і паралельних з'єднань елементів, що виражають події безвідмовності їхньої роботи [1].

Відмітимо, що тип з'єднання елементів у структурній схемі залежить від впливу окремих елементів на працездатність всієї системи і не завжди збігається з монтажним з'єднанням. Структурні схеми для розрахунку надійності ГАЖ з ЗК з осциляцією, який входить до складу ГС, що розглядається наведено на рис 3. Розглянемо три структурні схеми роботи ГС, які обумовлені режимами роботи АРШ і типом робочого циклу стрілового крану (опускання стріли або підймання). На рис.3 (а, б) наведено структурні схеми ГС при нагнітанні робочої рідини (РР) для першого та другого режимів роботи АРШ, в залежності від типу навантаження крану. Оскільки третій режим роботи АРШ схематично не відрізняється від другого – він не розглядається. Для розрахунку надійності ГАЖ з ЗК з осциляцією інтерес представляє режим зливу РР, коли значно збільшується кількість елементів (див. рис. 3 (в)).

При розрахунку надійності ГС приймаємо, що всі елементи одновідмовні і відмови елементів незалежні. Вважаємо, що строк служби окремих елементів визначається експоненціальним законом розподілу. Розрахунки проводимо для 10000 годин роботи окремих елементів ГАЖ і всієї ГС, а значення інтенсивність їхніх відмов беремо з роботи [2].

Результати розрахунків надійності ГАЖ з ЗК з осциляцією (з гідравлічним вібраційним контуром (ГВК)), який входить до складу ГС підйомного механізму стрілового крану наведено в таблиці 1.

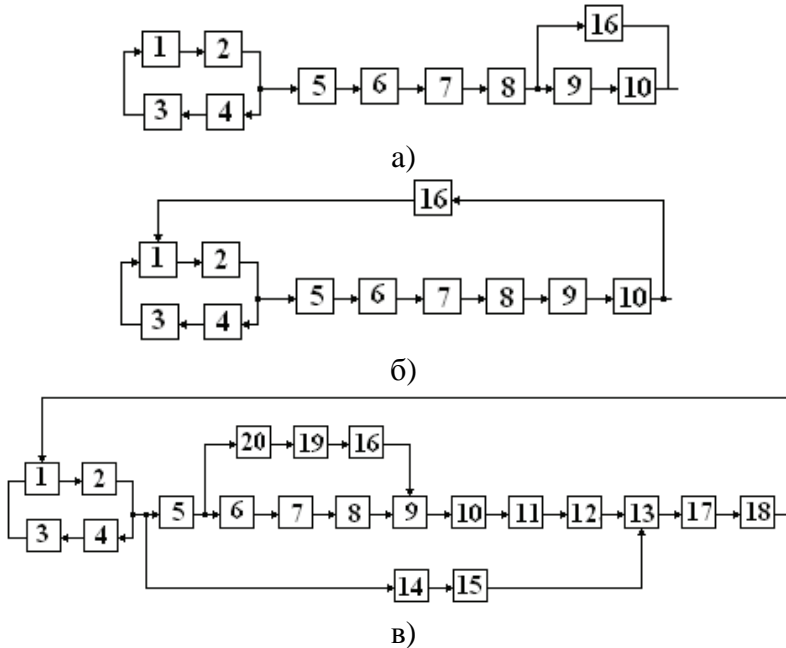


Рис. 3 – Структурна схема ГС підйомного механізму стрілового крану з використанням АРШ в трьох режимах роботи: а) перший режим нагнітання; б) другий режим нагнітання; в) режим зливу: 1 – бак; 2 – насос; 3, 6, 8, 10, 12, 15, 17, 20 – трубопровід; 4 – запобіжний клапан; 5, 14 – гідророзподільники ГР1 і ГР2; 7, 19 – зворотні клапани ЗВК1 і ЗВК2; 9 – гідроциліндр; 11 – редуційний клапан; 13 – гідрозамок; 16 – АРШ; 18 – фільтр.

Таблиця 1 – Імовірність безвідмовної роботи ГС підйомного механізму стрілового крану з різними видами вібраційного контуру

Гідроапарат	$\lambda \cdot 10^{-6}, 1/\text{год}$			P(t) в залежності від режиму роботи ГС		
	λ_{\min}	λ_{cp}	λ_{\max}	Перший	Другий	Злив
Насос шестерний	2,9	13,5	27,4			
Насос аксiально-поршневий		20				
Запобіжний клапан	7,9	10,3	14,8			
Зворотній клапан	3,27	5,7	14,1			
Редуційний клапан		7				
Гідророзподільник	1	3	7,41			
Гідрозамок	0,8	6,65	14,1			
АРШ	0,7	2,14	5,54			
Бак	0,48	1,5	2,52			
Гідроциліндр		0,01				

Трубопровід		0,7			
Фільтр		0,4			
Пружина осциляції		0,22			
Електромагніт		3,7			
Електромагніт		25			
ГС без котуру			0,726	0,731	0,63
ГС з осциляцією			0,629	0,634	0,549
ГС з ЕК			0,488	0,491	0,426

Результати досліджень надійності ГС, що розглядається виражені у графічному вигляді. На рис. 4 наведено закон розподілення імовірності безвідмовної роботи ГС. Значення імовірності безвідмовної роботи ГС в залежності від: режиму роботи АРШ наведено на рис. 5; типу вібраційного контура (гідравлічний, електричний) при нагнітанні та зливі наведено на рис. 6.

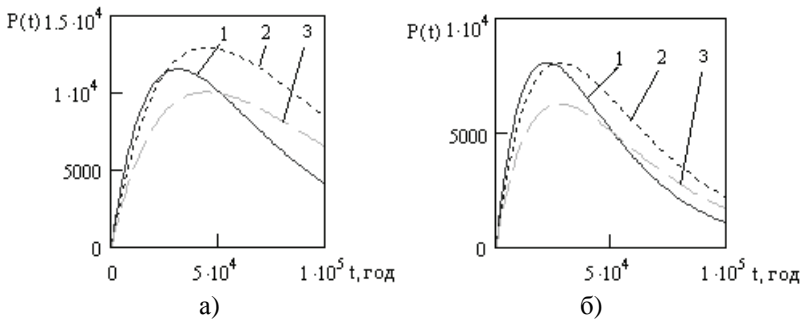


Рис. 4 – Закон розподілення імовірності безвідмовної роботи ГС: а) перший режим роботи АРШ; б) зливний режим роботи АРШ; 1 – ЗК без осциляції; 2 – ЗК з осциляцією; 3 – ЗК з ЕК.

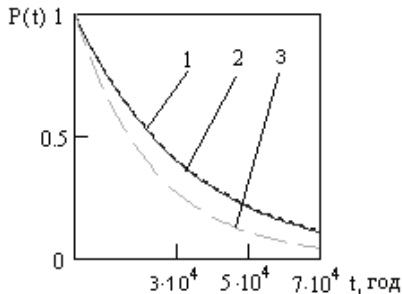


Рис. 5 – Імовірність безвідмовної роботи ГАЗ ГС підйомного механізму стрілового крану в залежності від режиму роботи АРШ: 1 – перший режим нагнітання; 2 – другий режим нагнітання; 3 – режим зливу

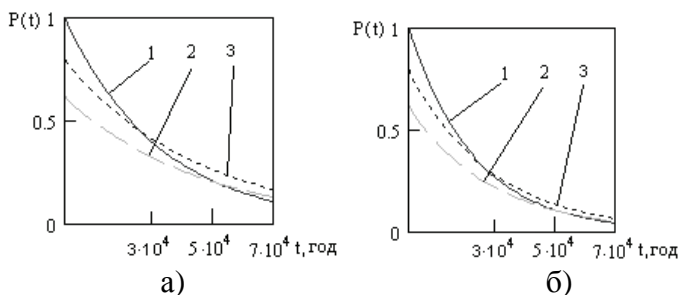


Рис. 6 – Імовірність безвідмовної роботи ГАЗ ГС підйомного механізму стрілового крану в залежності від типу вібраційного контура: а) перший режим роботи АРШ при нагнітанні; б) режим зливу; 1 – ЗК без осциляції; 2 – ЗК з ЕК; 3 – ЗК з осциляцією

Аналізуючи рис. 5 бачимо, що в значенні імовірності безвідмовної роботи ГАЗ ГС, яка розглядається в перших двох режимах роботи АРШ різниця не суттєва, хоча їх структурні схеми відрізняються. Це означає, що режим роботи АРШ має вплив на роботу ГС підйомного механізму стрілового крану, а його вплив на надійність не залежить від режиму роботи.

З рис. 6 (а, б) бачимо, що включення до ГАЗ вібраційних контурів (ЕК і ГВК) в різній мірі знижує надійність усієї ГС в початковий період роботи, як і будь-який елемент, що додається до схеми. Включення до ГАЗ клапана з осциляцією (гідралічного вібраційного контура) забезпечує більший показник надійності ГС, як при нагнітанні РР, так і при зливі після 30000 годин напрацювання.

З урахуванням останнього, було проведено дослідження впливу на надійність ГАЗ з клапаном з осциляцією в залежності від типу нерегульованого насоса для трьох режимів АРШ, результати якого наведено на рис.7

З рис. 7 помітно, що використання в ГС шестерного насоса підвищує її надійність в усіх режимах роботи, на відміну від аксиально-поршневого насоса.

5. Економічна оцінка надійності

Економічна ефективність ГАЗ і ГС визначається на основі загального принципу порівняння значень технічних показників і витрат, пов'язаних з їх отриманням. Зазвичай збільшення надійності пов'язане зі збільшенням витрат на виробництво і, відповідно, ціни ГС. Але це підвищення компенсується перевагами в експлуатації за рахунок зменшення витрат на ремонт і матеріальних збитків при їх відмовах. Результати розрахунку цих витрат наведено нижче.

5.1 Вплив надійності гідрообладнання на величину капіталовкладень

Загальна сума матеріальних збитків при відмовах ГС підйомного механізму стрілового крану складається з таких витрат [5]

$$Z_6 = K + П + E, \quad (4)$$

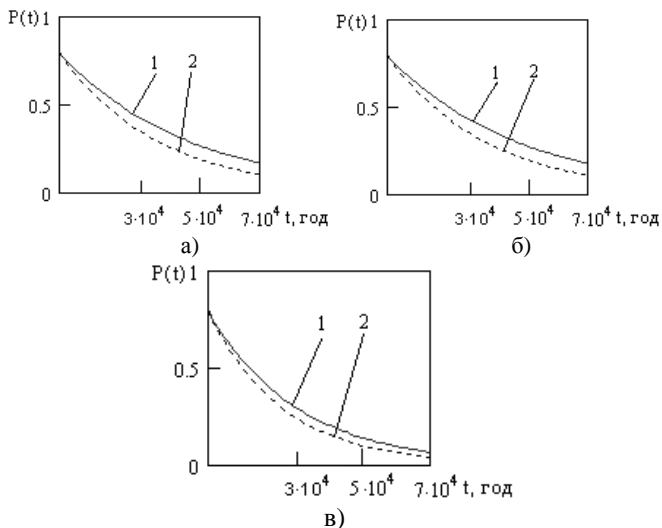


Рис. 7 – Імовірність безвідмовної роботи ГАЖ з клапаном з ослицяцією в залежності від типу насоса: а) перший режим АРШ; б) другий режим АРШ; в) режим зливу; 1 – з шестерним насосом; 2 – з аксиально-поршневым насосом

де K – витрати через недовикористання існуючого обладнання у зв'язку з відмовами, грн; Π – втрати прибутку, грн.; E – загальна величина експлуатаційних витрат, грн.

Окремо розглянемо кожен складову (4) та наведемо її визначення. Рівень надійності гідрообладнання (ГО) впливає на величину витрат на його ремонти та обслуговування. Відмова елементів ГС у багатьох випадках призводить до простою технологічних агрегатів, компонентами яких вони являються. Це, в свою чергу, викликає матеріальні збитки у зв'язку зі зниженням продуктивності роботи стрілового крану. Вихід з ладу ГС призводить до зростання загальних капіталовкладень K через недовикористання існуючого ГО у зв'язку з відмовами. Цю величину розраховуємо за формулою [5]

$$K = \frac{T_{np} \cdot C_{об}}{\Phi_0}, \quad (5)$$

де T_{np} – кількість годин простою ГО на рік у зв'язку з відмовами ГС; $C_{об}$ – ціна ГО, грн.; Φ_0 – дійсний річний фонд роботи обладнання, год.

Величина T_{np} визначається за формулою

$$T_{np} = n \cdot t_p, \quad (6)$$

де t_p – середній час усунення однієї відмови, год/од.; n – середня кількість відмов, од./рік, яка визначається як

$$n = \frac{\Phi_{\partial}}{m}, \quad (7)$$

де m – фактична наробка ГС до відмови, год.

У свою чергу

$$m = P \cdot t, \quad (8)$$

де P – імовірність безвідмовної роботи ГС; t – проміжок часу, що розглядається, год.

5.2 Узагальнені показники ефективності та експлуатаційні витрати при різних рівнях надійності ГО

Кінцевий результат від втрат при відмовах ГО ГС підйомного механізму стрілового крану виявиться також у зниженні величини комерційного ефекту через зменшення прибутку. Втрати прибутку (Π) визначаються як величина коштів, що недоотримуються за час простою обладнання з урахуванням вартості години роботи обладнання та норми прибутку і визначаються за залежністю

$$\Pi = \Pi_{\text{год}} \cdot H_{np} \cdot T_{np}, \quad (9)$$

де $\Pi_{\text{год}}$ – ціна однієї години роботи крану, грн; H_{np} – норма прибутку.

Експлуатаційні збитки (E) при відмовах ГО ГС визначаються як

$$E = B_p + B_a + B_n + B_{\sigma}, \quad (10)$$

де B_p – витрати на усунення раптових відмов, грн; B_a – недоамортизація основних фондів, грн; B_n – накладні витрати на одиницю продукції, грн; B_{σ} – витрати на бензин для ремонтної служби, грн.

Розглянемо складові (10) в наведеному порядку з приведенням залежностей для визначення їх величин. Так річні витрати на непланові ремонти з усунення раптових відмов ГС розраховується за залежністю

$$B_p = n \cdot (C_m + 3_p \cdot t_p \cdot (1 + \frac{a_{zn}}{100}) + 3_p \cdot t_p \cdot \frac{e_{zn}}{100}), \quad (11)$$

де C_m – вартість матеріалів та комплектуючих на один ремонт, грн/од.; 3_p – годинна тарифна ставка ремонтників, грн/год; a_{zn} – нарахування на заробітну платню ремонтників, %; e_{zn} – накладні витрати по заробітній платні, %.

Недоамортизація ГО при відмовах визначаємо за формулою

$$A = \frac{\Pi_{\text{об}} \cdot H_a \cdot T_{np}}{\Phi_{\partial}}, \quad (12)$$

де H_a – норма амортизаційних відрахувань.

Простої ГС через відмови викликають зростання накладних витрат у вартості години роботи ГО. Ці витрати визначаємо за залежністю

$$B_n = C_{\text{сод}} \cdot (1 - H_{\text{нр}}) \cdot \gamma_n \cdot T_{\text{нр}}, \quad (13)$$

де γ_n – питома вага накладних витрат у вартості години роботи ГО.

До експлуатаційних збитків також відносяться витрати на бензин, що пов'язані з виїздами на місце аварії автомобіля ремонтної бригади з запасними частинами ГС. Ці витрати можна визначити як

$$B_{\text{б}} = 2 \cdot \frac{V}{100} \cdot C_{\text{б}} \cdot n, \quad (14)$$

де V – витрата бензина на 100 км поїздки, л; $C_{\text{б}}$ – ціна одного літра бензину, грн/л.

Визначення матеріальних збитків при відмовах елементів ГС підйомного механізму стрілового крану пороводимо за (4) – (14). Розрахунки проведені для ГС за варіантами, в залежності від типу насоса та вібраційного контура. Проведено аналіз впливу окремих статей збитків і, відповідно, вплив показників надійності ГС на економічні показники її роботи і отримані результати наведено в таблиці 2. При розрахунках взято величину середнього часа простою через відмову ГО з [6].

Отримані данні свідчать, що загальні збитки від відмом ГО складають значну величину – (43 – 67)% від вартості усієї ГС за рік, в залежності від типу насосу та вібраційного контуру. Зауважимо, що витрати на непланові ремонти ГО не мають значної величини в загальних збитках. Експлуатаційні витрати становлять (17 – 25)% від вартості ГС за рік. В них найбільша питома вага належить накладним витратам (57 – 65)%. Найбільші збитки визначають втрати прибутку, що складають (25 – 57)% від вартості ГС за рік. З точки зору економічного аналізу, з урахуванням показників надійності, найменший рівень витрат має ГС підйомного механізму стрілового крану, до складу якого входить шестерний насос та клапан з осциляцією.

Висновки

1. Результати проведених досліджень показників надійності та економічної ефективності ГС підйомного механізму стрілового крану свідчать, що більш доцільними у використанні є шестерні насоси. Найбільш позитивний вплив на ці показники має включення до ГС ЗК з осциляцією.

2. Проведено економічна оцінка надійності з урахуванням експлуатаційних витрат і збитків, пов'язаних з простоями стрілового крану через відмови ГС. Вона показала, що величина цих збитків за рік у співвідношенні до вартості ГС складають (47 - 102)%. Найменша величина збитків через відмови ГС досягається при включенні до ГАЗ ЗК з осциляцією.

3. Збільшення рівня надійності ГАЗ і ГС вцілому, зменшує простой агрегатів і машин, а також непродуктивні втрати матеріальних, трудових і фінансових ресурсів.

Таблиця 2 – Річні збитки при відмовах елементів ГС

Тип ГС	Величина витрат за типами, грн							
	Додаткові капіталовкладення, К	Витрати прибутку, П	Експлуатаційні витрати					Загальні витрати за всіма видами, З
			на непланові ремонти, B_p	на недоамортизацію, B_a	на зростання накладних витрат, B_n	на бензин, B_b	Загальні експлуатаційні витрати, E	
ГС за типами контурів для шестерного насоса								
Без контуру	4.8	1475	301	1.2	590	108	1000	2481
З ГВК	3.8	1160	237	1	463	85	787	1950
З ЕК	4.9	1496	306	1.3	598	110	1015	2515
ГС за типами контурів для аксиально-поршневого насоса								
Без контуру	6.6	2017	412	1.9	807	148	1258	3281
З ГВК	5.4	1654	338	1.6	661	121	1086	2890
З ЕК	7	2133	436	2.1	853	156	1313	3407

Список літератури: 1. Сырицин Т. А. Надежность гидро- и пневмопривода. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с. 2. Методичні вказівки до практичних занять з курсу “Надійність та експлуатація гідромашин та гідроприводів” / Уклад. П. М. Андренко, І. П. Гречка, В. В. Клітний, Г. В. Крикун. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2003 – 56 с. 3. В. Ф. Щербаков, В. В. Пономарев Оценка эффективности гидроприводов строительных и дорожных машин // Строительные и дорожные машины. – М.: СДМ-Пресс, 2004. – №6. – С. 26-31. 4. В. А. Дусанюк, Н. И. Иванов Автоматическое управление режимом работы гидропривода грузоподъемных устройств // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – К.: Техника, 1976. – №12. – С. 58 – 64. 5. Надійність занурюваних асинхронних електродвигунів та їхня економічна оцінка: Науково-виробничі видання/ Яковлев А. І., Стеценко Ю. М., Стеценко Ю. Ю. – Харків: Бурун Книга, 2007 – 96 с. 6. Бродский Г. С., Слесарев Б. В. Повышение надежности гидропривода и усовершенствование управления эксплуатацией мощных экскаваторов с использованием измерительно-информационных комплексов // Гидравлика и пневматика. №18. С. 24 –27.

Поступила в редколлегию 10.03.08

А.В ФЕСЕНКО

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРОВ КАВИТАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ СОЖ

Оптимізація кавітаційних процесів при обробці мастильно-охолоджуючої рідини в диспергаторе виконується розрахунково-експериментальним способом на основі аналізу гідроди-намических параметрів і теплової напруги обробки.

Optimizing cavitation processes in the processing of lubricating-coolant dispersants executed settlement and experimental way, based on an analysis gidrodi namicheskikh-processing parameters and teplo-napryazhennosti

В настоящее время все большее применение в разных отраслях промышленности находят гидродинамические устройства, с помощью которых в потоке жидкости создаются условия кавитации, обеспечивающие диспергирование, гомогенизацию, активацию и нагрев рабочей среды [1]. Такие устройства, в зависимости от технологического назначения и воплощенных идей их авторов, имеют различные конструкции. В частности, для обработки смазывающе-охлаждающих жидкостей (СОЖ) используются роторно-кавитационные диспергаторы.

Как правило, оценку работоспособности таких устройств выполняют по конечному продукту. При этом выбор режимов работы устройств требует значительных затрат времени и не всегда обеспечивают оптимальные условия работы установки.

Для оценки работы диспергаторов необходима методика, с помощью которой на основе анализа гидродинамических и энергетических параметров устройства можно определить степень кавитационной обработки и интенсивность ее воздействия на СОЖ.

Выполнен анализ работы диспергатора, имеющего вращающийся ротор с радиальными каналами, в которых установлены кавитаторы. В этом случае жидкость за счет центробежных сил разгоняется, двигаясь по каналам от оси к периферии ротора [2]. Работа центробежных сил при перемещении массы Δm от оси отверстия до точки, расположенной на радиусе R определяется интегрированием $F_{ц}$ по R :

$$A = \int_0^R \Delta m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot dR = \frac{\Delta m \cdot \omega^2}{2} \cdot R \quad (1)$$

Эта работа затрачивается на перекачивание жидкости и определяет гидравлическую мощность диспергатора. При анализе работы центробежных насосов эта составляющая определяет его КПД. В диспергаторах энергия, получаемая жидкостью в каналах ротора, позволяет выполнить подачу ее на выход, кавитационную обработку, гомогенизацию и нагрев.

Баланс энергии, затрачиваемой на обработку в диспергаторе определяется электроэнергией потребляемой из сети переменного тока и затратами энергии на электрические, механические, гидравлические потери в устройстве, а также на кавитационную обработку СОЖ, обеспечивающую диспергирование, гомогенизацию и нагрев [5]. Тогда мощность диспергатора определяется зависимостью

$$N_{эд} = N_{эп} + N_г + N_{м} + N_{вн} + N_д \quad (2)$$

где $N_{эд}$ — мощность, потребляемая электродвигателем; $N_{эп}$ - потери мощности в электродвигателе; $N_г$ - гидравлическая мощность диспергатора; $N_{м}$ - механические (внешние) потери мощности; $N_{вн}$ — внутренние потери мощности. Эти составляющие с достаточной степенью точности могут быть определены по расчетным зависимостям для центробежных насосов [3,4]. Часть энергии, которая расходуется собственно на перемешивание, диспергирование, и нагрев ($N_д$), может быть определена расчетно-экспериментальным способом.

Для определения связи гидродинамических и энергетических параметров работы диспергатора необходимо проведение экспериментов, на основании которых выполняются расчеты коэффициентов, характеризующих эффективность работы установки.

В лаборатории кафедры «Технология машиностроения и металлорежущие станки» НТУ ХПИ создан экспериментальный на стенде с автоматизированной системой контроля [5]. Стенд оснащен датчиками давления и температуры, датчиком тока и электронным расходомером. От датчиков сигналы через концентратор и блок контроля в цифровом виде поступают в компьютер. На экране дисплея можно видеть текущие значения измеряемых параметров. При необходимости эти показания с заданным интервалом времени формируются в таблицы и выводятся на печать. В таблицах предусмотрен вывод параметров и коэффициентов, рассчитанных по приведенным ниже формулам.

Один из вариантов экспериментального стенда при испытаниях диспергатора для обработки СОЖ показан на рисунке 1. В данном эксперименте используется замкнутая система при работе диспергатора на бак.

Из бака жидкость поступает в диспергатор через трубопровод с краном (K_6). На входе установлены датчики давления (P_1) и температуры (T_1). Изменение сопротивления подводящего канала выполняется с помощью вентиля (K_1). На выходе из диспергатора установлены датчики давления (P_2) и температуры (T_2). Измерение текущих значений расхода жидкости выполняется с помощью электронного расходомера ($ЭРМ$). Сопротивления в канале слива в бак изменялось с помощью вентиля (K_2). В процессе экспериментов визуально определялась температура воды в баке (T_6) и температура корпуса диспергатора (T_m). Для определения нагрузки на электродвигатель установлен датчик тока ($ДТ$), по показаниям которого в каждой контрольной точке определяется текущая мощность электродвигателя ($N_{эд}$). Все эти показания записываются в таблице формируемой в ПК.

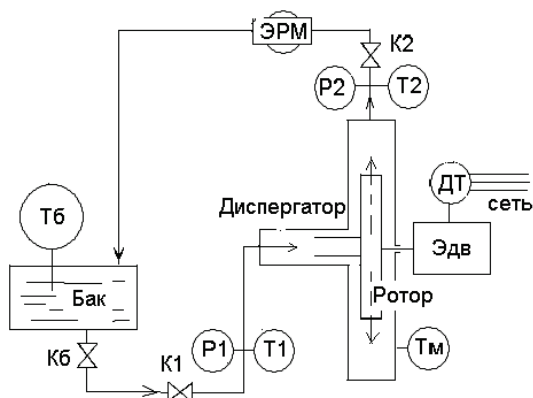


Рис.1 – Схема экспериментального стенда

Диспергатор установлен на фланце электродвигателя с номинальной мощностью 11 квт. При испытании установки на холостом ходу потребляемая мощность составляла 3.6 квт. Сюда входят потери в электродвигателе ($N_{эл}$) и потери мощности в уплотнениях ($N_{м}$).

Внутренние потери ($N_{вн}$) вызваны трением жидкости о стенки рабочей камеры и о поверхности вращающегося ротора. Условие равновесия элементарного объема среды сводится к равенству моментов сил трения на вращающейся и неподвижной поверхностях [3].

$$N_{вн} = 2.4 \times 10^{-7} K_v \cdot (\pi D_p^2 \cdot n)^2 \quad (3),$$

где D_p , n - диаметр и частота вращения ротора. Коэффициент сопротивления (K_v) определения экспериментально при вращении сплошного диска с параметрами ротора.

Конструкция рабочей зоны диспергатора обеспечивает работу почти без подсоса и возвратных потоков жидкости, поэтому гидравлическая мощность диспергатора (N_e) соответствует полезной мощности и определяется по расходу Q и давлению на выходе P_2 в каждой контрольной точке.

$$N_e = QP_2 \quad (4)$$

При проведении эксперимента расчет гидравлической мощности выполнялся в каждой контрольной точке (Рис.2).

В процессе обработки жидкости в диспергаторе выделяется тепло (T_0). Это тепло распределяется на нагрев жидкости ($T_{жс}$), нагрев металла установки ($T_м$), на передачу тепла окружающей среде ($T_к$). Тогда тепловой баланс системы можно представить как

$$T_0 = T_{жс} + T_м + T_к \quad (5)$$

Кроме того, при работе электродвигателя в нем выделяется тепло, которое через звенья соединения может передаться корпусу и элементам диспергатора, а также уноситься в окружающую среду при обдуве двигателя вентилятором.

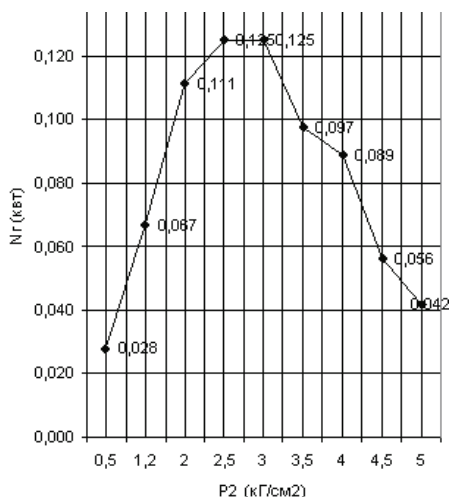


Рис.2 – График изменения гидравлической мощности

Если учесть, что при механических и внутренних потерях мощности также выделяется тепло, то при сравнении тепловых характеристик процесса нужно учитывать мощность нагрева (N_H) в виде

$$N_H = N_M + N_{вн} + N_{\partial} = N_{\partial\partial} - (N_{\partial n} + N_{\partial 2}) \quad (6)$$

Если во время испытаний диспергатора используется СОЖ с определенными параметрами и обработка выполняется при постоянных оборотах ротора, то $N_M + N_{вн} \approx \text{const}$. Тогда, динамика изменения тепловых процессов будет зависеть от N_{∂} .

Интенсивность процессов в рабочей зоне можно косвенно оценить по количеству тепла выделенного при прохождении жидкости через диспергатор. Затраты мощности на нагрев жидкости, проходящей через диспергатор определяются зависимостью.

$$N_T = Q \cdot (T_2 - T_1) \cdot T_v \left(\frac{4.19 \cdot 1000}{3600} \right) \text{ кВт} \quad (7)$$

где Q – расход жидкости, проходящей через диспергаторов ($\text{м}^3/\text{час}$); T_v – удельная теплоемкость данной жидкости в ($\text{Ккал}/\text{кг} \cdot \text{град} \cdot \text{С}$); T_1 и T_2 – температура жидкости на входе и выходе диспергатора в ($\text{град} \cdot \text{С}$).

Оценку эффективности тепловых характеристик кавитационной обработки определенной жидкости в диспергаторе выполняется по двум критериям: теплонапряженности процесса (K_T) и энергоемкости тепловыделения (K_w). Эти коэффициенты рассчитываются по измерениям, полученным в заданных точках, по таблицам результатов опытов в ПК. Теплонапряженность определяется текущим значением производительности диспергатора (Q) и разностью температур на входе и выходе диспергатора

$$K_T = Q \cdot (T_2 - T_1) \quad \text{м}^3 \cdot \text{град} / \text{час} \quad (8)$$

Энергоемкость тепловыделения можно определить как

$$K_w = \frac{N_n}{Q \cdot (T_2 - T_1)} \quad \text{кВт} \cdot \text{час} / \text{м}^3 \cdot \text{град} \quad (9)$$

Оценку кавитационных процессов в диспергаторе можно выполнить, используя зависимость $K_k = N_T / N_n$

Для определения оптимальных режимов работы диспергатора необходимо проведение экспериментального исследования, на основании которого в дальнейшем рассчитываются коэффициенты, определяющие параметры настройки установки. Структурная схема сбора и обработки данных показана на Рис.3.

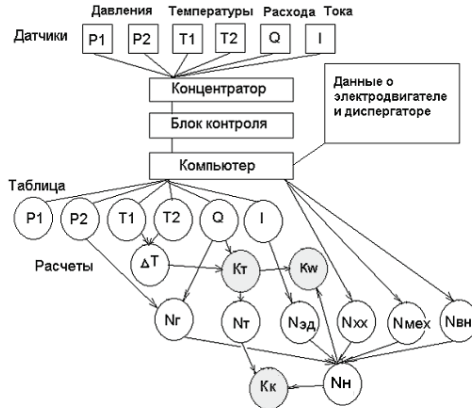


Рис.3 – Структурная схема сбора и обработки данных

После окончания опыта по данным таблиц ПК формируются графики. Пример такого графика показан на рис.4. Эксперимент проводился при изменении давления (P_3) на выходе диспергатора с помощью вентиля (K_2) и контроле остальных параметров процесса. Из графика видно, как реагирует проверяемая установка на изменение сопротивления на выходе. Изменение давления P_2 от 0.5 до 5.0 кГ/см² приводит к уменьшению разрежение на входе от - 0.3 до - 0.1. Производительность установки остается стабильной ($Q=2.0$ м³/час) до $P_2 = 2.0$ кГ/см², а затем начинает уменьшаться до 0.3 м³/час. Перепад температур на входе и выходе диспергатора (ΔT) вначале постепенно увеличивается от 0.7 до 1.1 град.С, но после $P_2=4$ кГ/см² возрастает до величины $\Delta T=4.6$ град.С. По приведенным выше данным трудно установить оптимальные режимы работы установки. Далее определяются затраты мощности в каждой контрольной точке рассчитываются коэффициенты, характеризующих кавитационную обработку и нагрев СОЖ (Рис.5). В результате проведенного исследования установлено, что наиболее рациональные режимы работы диспергатора будут при давлении на выходе (P_2) от 1.2 до 2 кГ/см². При этом обеспечиваются максимальная производительность ($Q = 1.8 - 2$ м³/час) и наилучшие условия (при данной конструкции диспергатора) для кавитационной обработки ($K_k = 0.53 - 0.55$).

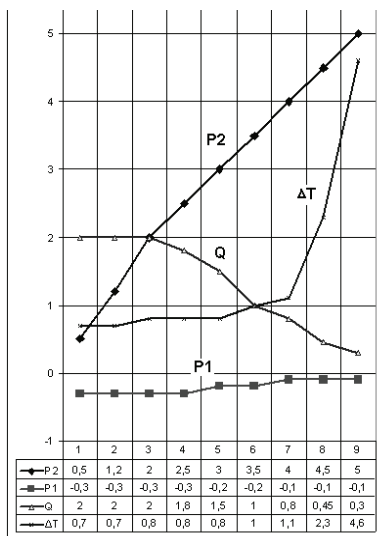


Рис.4 – График изменения гидродинамических параметров диспергатора

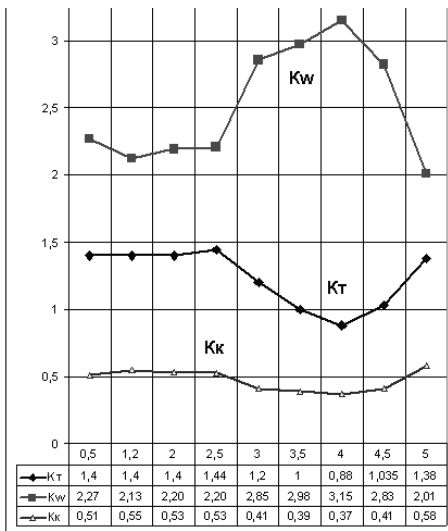


Рис.5 – Изменение коэффициентов эффективности

В дальнейшем, при необходимости, может быть проведен анализ СОЖ на гомогенность, дисперсность, бактериологическую засоренность, определены технологические характеристики при механической обработке на станке.

Эффективность кавитационной обработки СОЖ в диспергаторе определяется по теплonaпряженности процесса и энергоемкости тепловыделения. Данные экспериментального исследования гидродинамических и энергетических параметров работы установки используются для расчета коэффициентов, характеризующих интенсивность кавитационных процессов. Эти коэффициенты могут использоваться при создании автоматизированных систем управления диспергаторами, установленными в технологические линии. Данная методика может также использоваться при анализе работы гидродинамических теплогенераторов.

Список литературы: 1. Федоткин И.М., Гулый И.С. Кавитация, Кавитационная техника и технология, их использование в промышленности. Ч.1. – К.: Полиграфкнига, 1997. – 149с. 2. Башта О./, Машиностроительная гидравлика. - М: Машиностроение, 1974. 672с. 3. Михайлов А.К., Малошенко В.В. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. - М: Машиностроение, 1971. 4. Мардинковский В А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. - М: Машиностроение, 1970. 272 с. 5. Фесенко А.В. Оценка эффективности работы диспергатора для получения СОЖ. Вестник национального технического университета «ХПИ», сборник научных работ. Тематический выпуск: Технологии в машиностроении вып. – Харьков: изд. НТУ «ХПИ», – 2007. – №1. стр. 14- 18;

Поступила в редакцию 21.04.08

К ВОПРОСУ СОВМЕЩЕНИЯ ТЕРМОДИФфуЗИОННОГО ЦИНКОВАНИЯ И ПАССИВИРОВАНИЯ ПОКРЫТИЯ ИЗДЕЛИЙ

Проведен анализ існуючих методів цинкування, показані переваги диффузійного покриття з наведенням результатів по оцінці його корозійної стійкості, в тому числі й при пасивуванні.

The analysis of existing methods of drawing of zinc is carried out and advantage diffusion coverings with reduction of results its corrosion stability including is shown at passivation.

В разрабатываемых новых технологических схемах намечено совмещение в одну линию всех процессов нанесения цинкового покрытия, начиная с термодиффузионного цинкования и заканчивая пассивацией и выглаживанием поверхности изделий. Чтобы иметь возможность встроить операцию цинкования в непрерывную линию нанесения защитных покрытий, необходимо, чтобы продолжительность процесса цинкования была минимальной, а сама операция была безотходной и экологически безвредной. С этой целью применяется операция термодиффузионного цинкования.

В настоящее время наиболее распространенными способами нанесения защитных цинковых покрытий является электролитический [1] и способ цинкования в расплаве [2]. Однако эти способы имеют ряд существенных недостатков.

При использовании электролитического способа необходима тщательная предварительная подготовка поверхности изделий, обезвреживание и утилизация сточных вод и ионов цинка.

По данным [2] скорость осаждения цинка из солевого расплава в 200-300 раз превышает скорость осаждения из водных растворов. Однако для осуществления данного способа требуются значительные затраты на оборудование агрегатов, создание герметизированных электролизеров. При цинковании из расплава возникает сложность получения равномерных по толщине покрытий на сложных по конфигурации изделиях, коробление деталей, выделение паров цинка из расплава, изменение количественного состава расплава по мере его выработки.

Защитные цинковые покрытия можно наносить на сталь, чугун методом диффузионной металлизации. Метод исключает образование экологически вредных стоков и выбросов, не требует предварительной подготовки поверхности изделий перед диффузионным покрытием, обеспечивает качественное покрытие как внутренних, так и наружных поверхностей деталей.

Целью настоящей работы было исследование технологического процесса формирования диффузионного слоя, на поверхности стальных изделий из цинкового порошка и исследование коррозионной стойкости

полученных цинковых покрытий.

В технологической цепочке цинкования первой операцией является термодиффузионное насыщение, которое осуществляется в соответствующей установке термодиффузионного цинкования. Термическую обработку образцов, например, из стали 08кп и 45Х осуществляли в печах барабанного типа. Продолжительность нагрева до температуры 400°C составляла 1 час. Образцы из сталей подвергались термодиффузионному цинкованию в среде, содержащей порошок цинка, размерами частиц 75 - 300 мкм. Время выдержки при температуре 400°C изменялось от 30 до 120 минут с целью установления зависимости толщины покрытия от продолжительности выдержки.

Толщину цинкового покрытия определяли на приборе КТГ - 1АМ, с пределом измерения 0 - 50 мкм. Погрешность измерения составляла $\pm 6\%$.

Результаты экспериментов по определению толщины и массы покрытия от продолжительности выдержки термодиффузии цинка при температуре 400°C приведены на рис. 1.

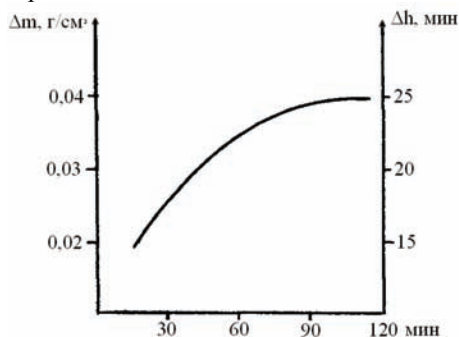


Рис.1. Зависимость толщины и массы цинкового покрытия от продолжительности процесса термодиффузии при температуре 400°C

Состав покрытия после термической обработки в течение 1 часа определяем с помощью рентгенофазового анализа на аппарате Дрон 2.0. Установлено, что покрытие представляет собой интерметаллид железа - цинк переменного состава, в основном FeZn_7 . В работе [3] методом рентгеноструктурного анализа определено, что диффузионное цинковое покрытие, полученное при 380 ... 420°C состоит из Γ - фазы - Fe_5Zn_2 и δ - фазы - FeZn_{10} .

Полученное нами цинковое покрытие однородно по толщине, имеет матовый темно-серый цвет. Покрытие в точности воспроизводит профиль поверхности изделия в целом и отдельных деталей на ней (резьбу, маркировку, тонкий рельеф поверхности). Микротвёрдость покрытий определялась на приборе ПМТ - 3 с усилием на алмазный индентер 0,5Н. Предварительно изготовленные металлографические шлифы в плоскости перпендикулярной профильной оси образца с покрытием, слабо

протравливались.

Значение микротвёрдости определялись по формуле:

$$H_m = \frac{185H \cdot P}{d^2} \quad (1)$$

где: P – рабочая нагрузка на индентер, (Н)

d – диагональ отпечатка, (m^2)

H_m – величина микротвёрдости, (Па)

Микротвёрдость цинкового покрытия на основе интерметаллида $FeZn_7$ составляла 4500 мПа. О качестве соединения покрытия с материалом основы можно судить по величине микротвёрдости на границе раздела материалов.

Для определения объемной пористости покрытий использовался металлографический метод количественной оценки содержания фазы в структуре материала (метод Глаголева) [4], позволяющей достаточно точно установить уровень значений закрытой пористости по всему сечению слоя.

Результаты исследований по определению пористости диффузионного цинкового покрытия, выполненные под микроскопом МИМ – 7 ($\times 500$) при различных температурах и продолжительности выдержки приведены в таблице 1.

Таблица 1– Зависимость пористости покрытия от режима термообработки

Режим термодиффузии			Пористость	
Среда	t, °C	Время выдержки, ч	Объёмная	Сквозная
Воздух	400	4	15	6
		8	18	8
Воздух	500	4	20	10
		8	19	8

Как видно из таблицы, наилучшая плотность покрытия получается при режиме термодиффузии при 400°C.

Экспериментально установлено, что покрытие имеет отдельные несплошности, поэтому с целью повышения стойкости покрытия против коррозии в технологической цепочке получения качественного цинкового покрытия следующей операцией является пассивация поверхности цинкового покрытия в вибрационном станке в среде керамических шариков и пассивирующего раствора. Для повышения стойкости покрытия против коррозии было опробовано пассивирование покрытий в растворе I, содержащем 150 г/л CrO_3 и 1-5 мл/л H_2SO_4 ($\rho = 1,84$), при температуре 15 – 25 °C в течение 30 сек.

Для оценки коррозионной стойкости диффузионных цинковых покрытий, как с пассивацией поверхности, так и без неё, были использованы ускоренные методы коррозионных испытаний. Коррозионную стойкость цинкового покрытия с пассивацией и без неё рассчитывалась по потере

массы образца и определялась следующим образом [5]:

$$K = \frac{\Delta m}{F \cdot \tau} \quad (2)$$

где: Δm – разница масс образца до и после коррозии,
 F – поверхность, подвергаемая коррозии,
 τ – время.

Испытания проводили для диффузионного цинкового покрытия на образцах из стали 08кп и 45Х. Диффузионные цинковые покрытия были получены цинкованием стали при 400°C и времени 1ч.

Известно, что коррозионные разрушения цинка в водной среде резко увеличиваются при температуре 80°C. Поэтому представляет практический интерес исследование коррозии в условиях циклического нагрева до 100°C.

Экспериментально установлено, что цинковые покрытия на образцах из стали 08кп при испытаниях в условиях циклического нагрева до 100°C в водопроводной воде изменили цвет поверхности через 10 циклов, а на образцах из стали 45Х через 15 циклов испытаний.

Коррозионные исследования проводили по методу измерения потери массы прокорродировавших образцов в водном растворе 5% NaCl и водопроводной воде при температуре 20°C. Образцы из стали 08кп представляли собой прямоугольные пластины, изготовленные из листового материала. Поверхность образцов составляла 400 мм². Промытые, просушенные и взвешенные образцы помещали в отдельные отсеки Ш-образного сосуда с 5% раствором NaCl и водопроводной водой. В раствор погружали 50 -60% поверхности образца, остальная часть находилась над раствором (рис.2),

Таким образом, в каждом Ш-образном сосуде в растворе 5% NaCl и водопроводной воде (30 мл) одновременно при одинаковых условиях испытывались несколько образцов из одного материала. В каждом опыте фиксировали количество раствора в сосуде, массу образцов до и после коррозионных испытаний, время испытаний и поверхность, подвергавшуюся коррозии.

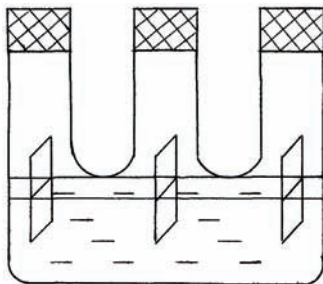


Рис.2. Ячейка для коррозионных испытаний.

отверстие закрывали пробками. Испытания проводились одновременно в двух Ш-образных сосудах

Перевод показателя весовых потерь на показатель П (коррозионная проницаемость, мм/год) проводили по формуле [5]:

$$П = 8,76 \cdot \frac{\kappa}{\gamma} \quad (3)$$

где: κ – потеря массы,

γ – удельный вес покрытия, равный $7,2 \frac{г}{см^3}$

Испытания коррозионной стойкости диффузионного цинкового покрытия в 5% растворе NaCl при 20°C провели для защитных покрытий, полученных на образцах из стали 08кп без и с пассивацией поверхности. Полученные данные приведены на графике (рис.3).

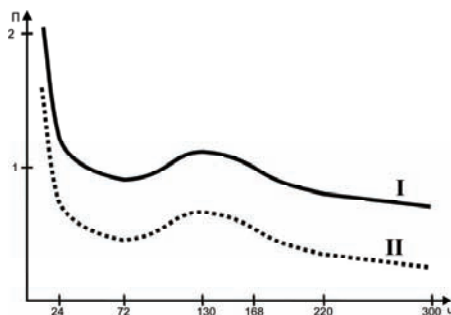


Рис.3. Коррозионная стойкость цинкового покрытия на образцах из стали 08кп в 5% растворе NaCl. I - без пассивации, II - с пассивацией и вибровыглаживанием поверхности покрытия

Наличие максимума на кривой коррозионной стойкости связано с возникновением язвенной коррозии, а повышение коррозионной стойкости покрытия обусловлено образованием защитных оксидных плёнок при пассивации.

Таким образом, за счёт процесса пассивации можно увеличить стойкость цинкового покрытия в агрессивной среде в 1,5 раза.

Коррозионную стойкость покрытий на образцах из стали 08кп в воде при температуре 40°C определяли визуально: по площади, пораженной поверхностной коррозией.

Для сравнения, кроме образцов с термодиффузионным цинковым покрытием запассивированным и непассивированным, были взяты образцы из стали 08кп, подвергнутые электролитическому цинкованию.

Исследования коррозионной стойкости различных цинковых покрытий представлены на графике (рис.4).

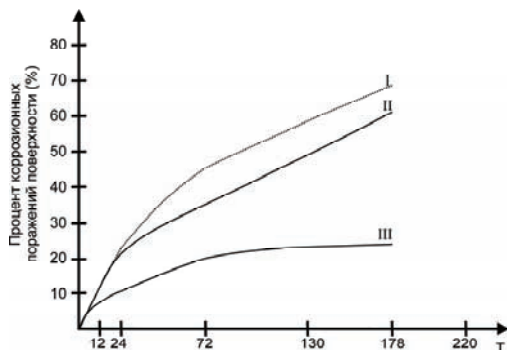


Рис.4. Коррозионная стойкость различных цинковых покрытий на образцах из стали 08кп в водопроводной воде при 40°С. I - электролитическое покрытие, II - термодиффузионное непассивированное, III - термодиффузионное запассивированное.

Сопоставление поведения различных цинковых покрытий показало, что более высокой защитной способностью обладают покрытия термодиффузионные с запассивированной поверхностью. У электролитически оцинкованных покрытий наблюдалось отслаивание.

Таким образом, проведенные исследования показали, что пассивирование оцинкованных образцов значительно повышает их устойчивость против коррозии.

Для изучения электролитических характеристик покрытий и объяснений механизма действия защитной пленки проводилось измерение стационарного потенциала во времени пассивированных и непассивированных образцов в 3% растворе NaCl.

Кривые потенциал-время, представленные на рис.5, показывают, что непосредственно после погружения в раствор NaCl, стационарные потенциалы образцов, пассивированные в растворе, на 80 мВ положительнее непассивированных.

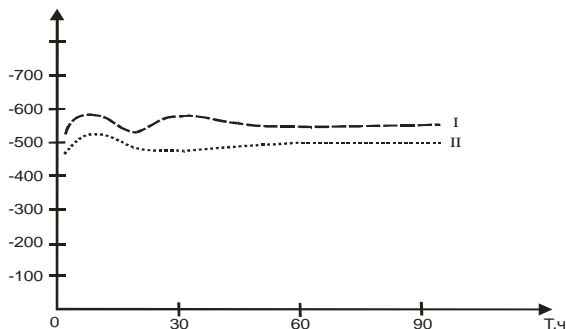


Рис.5. Значимость изменения потенциала во времени термодиффузионного цинкового покрытия в 3% растворе NaCl. I - непассивированные покрытия, II - пассивированные покрытия

Более электроположительные значения стационарного потенциала пассивированных образцов свидетельствует о преимущественном торможении анодного процесса, вызываемого образованием пассивной пленки, в основном на анодных участках, т. е. в порах и отдельных несплошностях покрытия.

Таким образом, предлагаемая технология термодиффузионного цинкования имеет ряд преимуществ:

- детали, подвергаемые насыщению, требуют минимальных затрат на подготовку поверхности к покрытию;

- температура термодиффузионного насыщения невелика, поэтому покрытие может быть нанесено на термообработанные детали;

- шероховатость покрытия зависит от режима диффузионного процесса, и, варьируя температуру процесса, можно создать различное качество поверхности деталей подлежащих окраске, гуммированию;

- толщина покрытия может варьировать в пределах от 15 до 100 мкм;

- цинковое покрытие имеет высокую антикоррозионную стойкость;

На основании приведенных исследований коррозионной стойкости диффузионных цинковых покрытий, можно сделать следующие выводы:

- 1) В условиях циклических нагревов до 100°C наиболее устойчиво диффузионное цинковое покрытие на стали 45X, менее стойко покрытие на стали 08кп.
- 2) Наибольшую коррозионную стойкость в агрессивной среде, содержащей ионы хлора, имеет термодиффузионное цинковое покрытие с пассивацией в растворе и виброобработкой поверхности.
- 3) Наиболее эффективно работает диффузионное цинковое покрытие на стали 45X в условиях воздействия водопроводной воды при 20°C.

С целью интенсификации процесса термодиффузионной металлизации в дальнейших исследованиях предполагается изучение влияния предварительной пластической деформации на процесс термодиффузионной металлизации стали 45X.

Список литературы: 1. Быкова М.И., Городынский А.В. труды УНИЧМ. – 1963 – 39-58. 2. Анг.пат. №724198, 1958. 3. Грициан Д.Н., Шатровский Г.Л., Ларин В.И. Влияние поверхностно-активных веществ на электроосаждение цинка из растворов сульфата/Коррозия и защита метаклов. Киев. – 1972.-с.14-18. 4. Форович Л.Л., Шуленко П.Ф.Интенсификация процессов поверхностного насыщения виброобработкой /Всесоюзный научно-технический семинар «Виброобразивная обработка деталей» - 1978. Ворошиловград. – 1978 5. Иванов В.В. Совмещенный процесс виброобработки и нанесения цинкового покрытия на стальные детали. Вопросы вибрационной технологии: Межвиз. Сборник научных статей /ДСТУ – Ростов н/Д, 1999.

Поступила в редколлегию 21.04.08

В.П. МАРШУБА, И.Б. ПЛАХОТНИКОВА, О.В. МАРШУБА,

МОДЕЛИРУЮЩАЯ УСТАНОВКА ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ АДГЕЗИОННОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ СИЛЫ ТРЕНИЯ В ПРОЦЕССЕ РЕЗАНИЯ МАТЕРИАЛОВ

Determination of substantive provisions, methods of researches of mechanical and adhesive constituent of force of friction in the process of cutting of different materials. Taking for basis the developed method of researches of constituents of force of friction, and also existent conformities to the law of co-operation of the physical phenomena arising up and flowing in the process of cutting, to create the physical and mathematical model of process of formation of growths on the basis of the explored mechanism of mechanical and adhesive constituent of force of friction

1. Постановка проблемы. По данным технической литературы определяющими видами износа режущего инструмента являются адгезионный и абразивный. В частности по данным А.Я. Котлярова и др. [1], И.В. Крагельского и др. [2] установлено, что адгезионное взаимодействие на контактных поверхностях инструмента приводит к цикличности нагрузок (вибрации), дестабилизирует силу резания и коэффициент трения в зоне контакта, способствует возникновению усталостных разрушений и отрыву микро - и макрочастиц инструментального материала. Следовательно, силы адгезии инициируют возникновение таких физических явлений: как образование и рост наростов, износ контактных площадок инструмента и обрабатываемых деталей, пакетирование стружки и др.

Исходя из того, что наросты возникают в результате совместного действия высоких температур и больших контактных напряжений, часто по интенсивности их образования судят об адгезионном взаимодействии инструментального и обрабатываемого материалов. Но это может привести к ошибочным выводам по доле адгезионного взаимодействия в силе резания, так как наросты возникают в результате не только адгезионного, но и механического взаимодействия (при заклинивании небольших объемов приконтактного слоя металла в микронеровностях поверхности инструмента). При этом поверхностные слои обрабатываемого материала, в связи с высокой скоростью деформации, сильно упрочняются, и разрушение стружки при трении будет происходить в нижележащих слоях, а внедрившиеся частицы металла останутся на поверхности А_у даже при небольшом адгезионном взаимодействии. Это явление наблюдается в виде белого налета на рабочей части сверла даже после непродолжительной эксплуатации, причем увеличение интенсивности наблюдается по направлению к вершине инструмента.

Установить цикличность образования наростов на контактных поверхностях инструмента можно лишь на основе количественной оценки адгезионной и механической составляющей силы трения. Это позволит установить природу сил трения и тангенциальную прочность адгезионной связи, а также

выявить и объяснить закономерности износа режущего инструмента и пакетирования стружки.

Для снижения дестабилизирующего влияния сил адгезии между инструментальным и обрабатываемым материалом на процесс глубокого безводного сверления (ГБС), необходимо решить ряд вопросов:

1) установить закономерности влияния нормальных напряжений и температуры в зоне контакта на тангенциальную прочность адгезионной связи;

2) определить закономерности изменения величины адгезионного взаимодействия в зоне резания и в зоне обработки;

3) определить причины механического взаимодействия в зоне резания и в зоне обработки.

Разделение на части этого вопроса связано с тем, что закономерности изменения тангенциальной прочности адгезионной связи зависят от нормальных напряжений и температуры, т.е. для каждого избранного набора параметров значение τ_a будет постоянным, тогда как закономерности изменения величин адгезионного и механического взаимодействия претерпевают, в зависимости от зоны действия, большие изменения, т.е. могут переходить из одного агрегатного состояния в другое.

При решении этих задач определяли изменение закономерностей тангенциальной прочности адгезионной связи от нормальных напряжений и температуры, необходимых сведений о природе образования пакетов стружки в стружечных канавках, и количественной оценки при трении пар алюминий – быстрорежущая сталь, алюминий – нитрид и карбид титана в отечественной и зарубежной литературе нет. Кроме общих сведений о коэффициентах адгезии различных пар материалов, т.е. в них имеются данные о взаимодействии различных материалов применительно к процессу чистого трения.

На основе анализа данных, можно установить причину образования наростов на контактных поверхностях инструмента, влияющих на пакетирование стружки, природу износа сверл и др., но это возможно только лишь на основе количественной оценки влияния адгезионного и механического взаимодействия, что позволит установить природу сил трения и тангенциальную прочность адгезионной связи в исследуемых парах металлов, а также объяснить закономерность износа инструмента и пакетирования стружки.

2. Анализ последних исследований. Для определения тангенциальной составляющей молекулярного взаимодействия инструментального и обрабатываемого материала в настоящее время существуют ряд приборов и установок, а также разработаны различные методы моделирования физических процессов, протекающих в зоне резания.

Измерение адгезионного взаимодействия исследуемых пар материалов, по данным различных авторов [3; 4; 5; 6 и др.], проводилось при различных температурах в вакууме и естественных условиях (на воздухе), при трении или статическом контакте поверхностей под давлением. Так как многие методы основаны на определении тангенциальной составляющей контактных напряжений (тангенциальной силы адгезионной связи) при трении двух ма-

териалов, или нормальной силы отрыва (удельной силы отрыва) молекулярной связи исследуемых пар материалов при заданных температурах и других параметрах. Из этого следует, что степень адгезии определяется силами сцепления частиц материалов, и поэтому рассмотрим некоторые из них.

В.А. Кондратьев [7] при исследовании адгезионного взаимодействия поликристаллов нитрида бора с металлами использовал вакуумную установку, в которой образцы сжимались при заданной температуре 800...1200° С и затем, после охлаждения определялась прочность на разрыв возникающих мостиков схватывания.

На определении разрывного усилия при разрушении адгезионной связи основан также метод использованный Т.Н. Лолодзе [8]. Существенным отличием этого метода было то, что во время опытов производили не сжатие образцов, а внедрение конического индентора из инструментального материала при заданных температурах. При этом обеспечивался сплошной пластический контакт образца и индентора; что уменьшало влияние упругих сил, возникающих при снятии нагрузки, на разрушение адгезионной связи. Определение разрывного усилия производилось при заданной температуре в зоне контакта после снятия нагрузки.

Главным недостатком этих методов является несоответствие теплового режима или напряженного состояния зоны контакта в период испытаний условиям, существующим в зоне резания при сверлении. Т.к. в процессе резания разрушение адгезионной связи происходит за счет тангенциальной силы при действии нормальных напряжений и высокой температуры. Поэтому более важной характеристикой является тангенциальная прочность адгезионной связи (адгезионная составляющая удельной силы трения), а не сопротивление отрыву. Причем определяться она должна при температурах возникающих в зоне резания.

Более близкие к процессу резания условия могут быть обеспечены при моделировании методом, впервые предложенным Н.М. Михиным [9], который позволяет определить адгезионную составляющую силы трения при различных температурах и нормальных напряжениях в зоне резания. Суть этого метода состоит в определении силы, необходимой для вращения шарового индентора, сжатого между двумя плоскими образцами вокруг оси, проходящей через центр индентора и перпендикулярно к поверхностям образцов.

На основе этого метода для определения тангенциальной прочности адгезионной связи и удельной силы трения, была разработана моделирующая установка В.Л. Коротченко [10], на которой образец исследуемого материала сжимался между двумя коническими инденторами, при высоких температурах 250...860° С и удельных давлениях от 0 до 2400 МПа, т.е. производилось моделирование процесса резания более подходящего к сверлению, чем к фрезерованию. В работе Котлярова А.Я. и др. [11] исследование адгезионного взаимодействия твердосплавных резцов (ВК8, ВК8Та, ВК10КС) со стружкой титановых сплавов (ВТ1–0, ОТ4–0, ВТ9) проводили на экспериментальной маятниковой установке в воздушной среде. При этом моделировали процесс

прерывистого резания по прямоугольной схеме (торцовое фрезерование или строгание). Прочность адгезионной связи определяли на срез прибором и регистрировали осциллографом. Часть экспериментов проводили с нагревом образцов и охлаждением СОТС, а также для инструмента применяли ИзТП (нитрид титана и молибдена, карбид титана и никель-фосфатное покрытие) толщиной от 6 до 25 мкм.

3. Цель статьи. Определение основных положений, методов исследований механической и адгезионной составляющей силы трения в процессе резания различных материалов. Взяв за основу разработанный метод исследований составляющих силы трения, а также существующие закономерности взаимодействия физических явлений возникающих и протекающих в процессе резания, создать физическую и математическую модель процесса образования наростов на основе исследованного механизма механической и адгезионной составляющей силы трения.

4. Изложение основного материала. Следовательно, для моделирования тангенциальной составляющей силы трения, которая присуща процессу обработки при сверлении, необходимо приблизить условия проведения опытов на моделирующей установке разработанной В.Л. Коротченко [10] к реально протекающим физическим явлениям при ГС литейных алюминиях, применив к ним условия, используемые в работе А.Я. Котлярова [11]. Однако необходимо отметить, что условия создаваемые на моделирующей установке разработанной В.Л. Коротченко не соответствуют условиям при обработке глубоких отверстий. По этому, установка была подвергнута модернизации, т.е. в ней изменена конструкция нагревательных элементов и в их электрическую цепь включен реостат для плавного регулирования температуры в зоне контакта. Кроме этого, главное отличие от опытов В.Л. Коротченко в том, что кроме определения величины адгезионного взаимодействия между инструментом и обрабатываемым материалом в экспериментах проводимых автором использовались износостойкие твердые покрытия (ИзТП) карбида и нитрида титана толщиной 6...10 мкм, наносимые на инденторы. ИзТП применялись не только для снижения вредного влияния адгезионного взаимодействия, но и для увеличения стойкости инструмента. При сверлении отверстий стандартными сверлами температура в зоне резания не может превышать 400° С, из-за потери режущих свойств быстрорежущей стали (красностойкость), поэтому автор исследовал интервал температур от 20° до 400° С и удельные давления, в зоне резания, измеренные в разделе 3, и принятые для этого эксперимента в интервале от 0 до 2200 МПа.

Экспериментальная установка включает в себя: устройство для определения прочности адгезионной связи, динамометры, блок питания и реостат для нагревательных элементов, регистрирующую аппаратуру.

Устройство для определения тангенциальной прочности адгезионной связи (рис. 1) состоит из корпуса 1, в двух соосных отверстиях которого установлены подвижный в осевом направлении шток 2 и неподвижный 3 с инденторами 4 из стали Р6М5Ф3, закрепленными в теплоизолирующих втулках

5. Цилиндрические поверхности инденторов охватывают кольцевыми нагревательными элементами 6. Подвод к ним электрического тока осуществляется через реостат и автотрансформатор РНО–250–2А. Между инденторами сжат образец 7, установленный в теплоизолирующей керамической втулке 8, закрепленный с ней в диске 9. Вращение образца осуществляется с помощью гибкого тросика, связывающего диск 9 с динамометром 10, установленным в шпинделе фрезерного станка модели 6Р82.

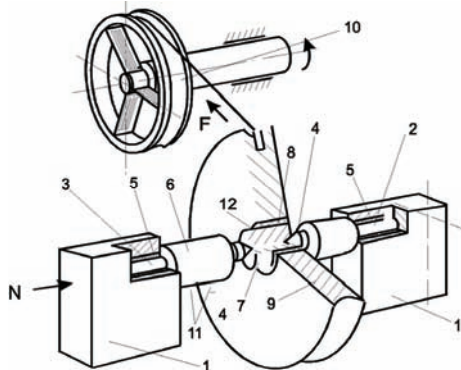


Рис. 1—Устройство для определения тангенциальной прочности адгезионной связи и механической составляющей силы трения при взаимодействии стали Р6М5Ф3, ИзТП и литейных алюминьев: 1) корпус; 2) подвижный в осевом направлении шток; 3) неподвижный шток; 4) инденторы из быстрорежущей стали; 5) термоизолирующие втулки; 6) нагревательные элементы; 7) образец из литейных алюминьев; 8) термоизолирующая керамическая втулка; 9) диск; 10) динамометр; 11) электроконтакты нагревательных элементов; 12) рабочие термопары.

Плоский образец, имеющий центральное отверстие $\varnothing 5$ мм, сжимали между двумя коническими поверхностями инденторов из стали Р6М5Ф3 или между инденторами из этой стали с ИзТП. Измеряя усилие, необходимое для вращения образца, при различных температурах и давлениях, определяли удельную силу трения, которая при достаточно высокой геометрической точности контактных поверхностей инденторов и низкой шероховатости, равна тангенциальной прочности адгезионной связи. Конические торцовые поверхности индентора шлифовали и притирали, обеспечив шероховатость поверхности $R_a=0,04...0,063$ мкм.

Контактную зону нагревали инденторов с помощью нихромовых нагревательных элементов, охватывающих их цилиндрическую поверхность. Температуру в зоне контакта контролировали с помощью хромель-алюмелевых термопар, термоэлектронны которых были установлены в радиальных отверстиях образца. Градуирование термопар осуществляли с помощью эталонной термопары, зажатой между контактными поверхностями образца и индентора (рис. 2), при нагреве инденторов нагревательными элементами. В начале проведения опытов температура контактной зоны была 20°C , затем она повышалась до 400°C , что соответствует реальному процессу обработки.

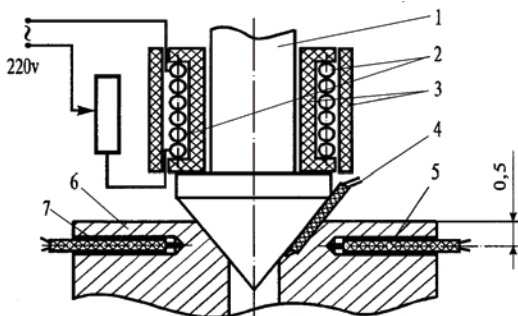


Рис. 2 – Градуирование термопары на установке. 1) индуктор; 2) нагревательный элемент; 3) электротермоизолирующая втулка; 4) контрольная термопара; 5,7) термоэлектроды рабочей термопары; 6) образец из литейных алюминия.

Динамометр (рис. 3) представляет собой кольцо 1, с закрепленным на нем гибким тросиком 2 и оправку 3, установленную в шпинделе станка. Между кольцом 1 и оправкой 3 радиально расположены три упругих элемента (листовые пружины) 4, на которых наклеены тензорезисторные датчики 5. Электрический сигнал с тензорезисторных датчиков усиливали усилителем ТА-5 и регистрировали осциллографом Н117-1.

Удельную силу трения в зоне контакта индукторов с образцами рассчитывали по измеренной силе, необходимой для вращения образца (рис. 4).

Крутящий момент при вращении образца:

$$M_{кр} = F \times R \quad (1)$$

где F – измеренная сила вращения; R – радиус диска, в котором закреплен испытуемый образец, $R=0,0075$ м.

С другой стороны, момент трения на контактных поверхностях двух индукторов с образцом определяется соотношением:

$$M_{кр} = 8\tau_{F_1} \int_{r_0}^{r_{отп}} \int_0^{\frac{\varphi}{2}} r^2 dr (\sin \frac{\varphi}{2}) d\Theta \quad (2)$$

где τ_{F_1} – удельная сила трения на поверхности конуса, $\tau_{F_1}=\tau_a$; r_0 – радиус отверстия в образце, $r_0=0,025$ м; $r_{отп}$ – радиус отпечатка, полученного при давлении конуса в образец из литейных алюминия; $r_{отп}=0,003$ м; φ – угол конуса, $\varphi=60^\circ$.

Интегрируя выражение (2), получим:

$$M_{кр} = \frac{4}{3} \pi \tau_a \sin \frac{\varphi}{2} (r_{отп}^3 - r_0^3) \quad (3)$$

Из выражений (1) и (3), следует:

$$\tau_a = \frac{3}{4} \times \frac{FR}{\pi(r_{отп}^3 - r_0^3) \times \sin \frac{\varphi}{2}} \quad (4)$$

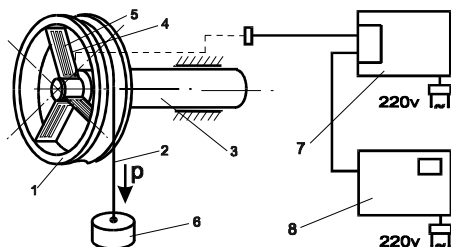


Рис. 3 – Схема тарирования динамометра. 1) диск; 2) гибкий тросик; 3) оправка; 4) три радиально расположенных упругих элемента (листовые пружины); 5) тензодатчики; 6) груз; 7) усилитель ТА-5; 8) осциллограф Н117-1.

Контактные давления при сжатии образцов с силой N рассчитывали по формуле:

$$\rho = N / \pi (r_{отп}^2 - r_0^2) \quad (5)$$

При определении адгезионной составляющей силы трения данным методом неизбежны погрешности, вызванные влиянием механической (деформационной) составляющей. Под воздействием высокой контактной температуры и удельного давления плитейные алюминитически деформированный металл заполняет микронеровности поверхности индентора, при последующем вращении образца происходит механический срез или плитейные алюминитическое отеснение поверхностных слоев, то есть, наряду с разрушением адгезионной связи возникает механическая составляющая силы трения.

Для оценки вклада механической (деформационной) составляющей в суммарную силу трения, измеренную на моделирующей установке, использовали формулу предложенную Н.М. Михиным [9] для расчета деформационной составляющей коэффициента трения в условиях плитейные алюминитического контакта:

$$\mu_{ДЕФ} = 0,55 K_{vf}^n (h/\rho)^{0,5} \quad (6)$$

Параметры микрогеометрии контактной поверхности индентора определяли на профилографе: $Ra=0,048$ мкм; $Rmax=0,2$ мкм; $v = 1,6$; $\rho=660$ мкм.

Зависимость коэффициента K_{vf}^n от v приведена в работе И.В. Крагельского [2]. При $v = 1,6$; $K_{vf}^n = 0,82$ тогда, полагая, что глубина внедрения микронеровностей индентора в материал заготовки будет равна высоте микронеровностей, $h=Rmax$, получим, $\mu_{деф} = 0,01$. Следовательно, при изменении коэффициента трения, определенного на моделирующей установке, в пределах 0,05...0,1 погрешность вызванная влиянием деформационной составляющей не будет превышать 10...20%. При выполнении опытов на моделирующей установке использовали инденторы из стали Р6М5Ф3 и образцы из литейных алюминия. На инденторы наносили одно- или многослойные ИзТП оксида- нитрида титана по ГОСТу 9.073-77.

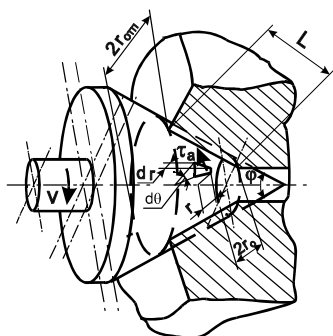


Рис. 4—Расчетная схема для определения момента трения конического индентора: $r_{оп}$ – радиус отпечатка, полученного при вдавливании конуса в образец; $2r_0$ – радиус отверстия в образце; τ_a – сила, необходимая для вращения образца; ϕ – угол конуса индентора; v – скорость вращения конуса; $d\theta$ – угловой размер расчетной контактной площадки; r – радиус расчетной контактной площадки.

Индентор и образец перед проведением опытов обезжиривали в кипящем толуоле и протирали активированным углем. Температурно-силовые условия при выполнении опытов на моделирующей установке выбирали близкими к реально существующим при резании металлов: т.е. нормальные контактные напряжения при проведении опытов изменяли в пределах от 0 до 2200 МПа, температуру в зоне контакта от 20 до 400 °С. Для определения целесообразности применения моделирующей установки и методов расчета адгезионной составляющей силы резания, были проведены многочисленные исследования тангенциальной прочности адгезионной связи τ_a и механической составляющей силы трения $\mu_{деф}$. Каждую серию опытов дублировали 3...5 раз, средняя погрешность воспроизводимости не превышала 15%.

В ходе проведения экспериментов было установлено, следующее: 1. На специально разработанной моделирующей установке по определению тангенциальной прочности адгезионной связи τ_a и механической составляющей силы трения $\mu_{деф}$, были проверены закономерности изменения τ_a и $\mu_{деф}$ для исследуемых пар материалов, которые показали, что в зависимости от контактного давления и температуры, исследуемые закономерности адгезионного и механического взаимодействия литейных алюминия с поверхностями А γ и А α сверл из стали Р6М5Ф3, с нанесенными на них ИзТП подчиняются бинминальному закону молекулярного трения. Следовательно, на поверхности А α тангенциальная прочность адгезионной связи хорошо описывается уравнением: $\tau_\alpha = \tau_o + \beta r$; тогда как, на поверхности А γ : $\tau_\gamma = \tau'_o + \beta r$.

2. Сдвиговое сопротивление адгезионной связи экстремально изменяется в зависимости от температуры в связи с противоположным влиянием двух факторов: а) термической активацией адгезионного взаимодействия; б) тепловым разупрочнением мостиков схватывания. Коэффициент упрочнения адгезионной связи β с повышением температуры изменяется при фрикцион-

ном контакте исследуемых пар материалов в пределах от 1,6 до 3,8 на поверхности $A\gamma$ и $A\alpha$.

3. Основное влияние на тангенциальную прочность адгезионного взаимодействия по контактных площадках на поверхностях $A\gamma$ и $A\alpha$ сверла при ГБС в литейных алюминиях оказывают нормальные напряжения ρ , в соответствии с изменением которых прочность адгезионной связи между обрабатываемым и инструментальным материалом изменяется в значительных пределах от 2 до 7 раз. Тепловое разупрочнение адгезионной связи (мостиков схватывания) и упрочнение поверхностного слоя заготовки под действием нормальных напряжений оказывает одинаковое влияние на прочность адгезионного взаимодействия, в связи, с чем тангенциальная прочность адгезионной связи для наших условий изменяется в незначительных пределах до 15%.

4. При фрикционном контактировании сверл с тонкими износостойкими покрытиями нитрида и карбида титана и литейных алюминия по поверхности $A\gamma$ инструмента преобладает механическое взаимодействие, тогда как по поверхности $A\alpha$ – адгезионное. Опыты дублировали 3...5 раз, средняя погрешность воспроизводимости не превышала 15%.

5. Выводы. Проведенные исследования показали, что применение данной исследовательской установки и разработанной методики определения, составляющих силы трения, целесообразно при исследовании тангенциальной прочности адгезионной связи τ_a и механической составляющей силы трения $\mu_{\text{деф}}$ в условиях процесса обработки, так как условия проведения опытов наиболее точно отвечают условиям протекания процесса резания.

Список литературы: 1. А.Я. Котляров и др. Прочность адгезионной связи реза со стружкой при прерывистом резании сплавов титана. // Станки и инструмент. - 1979. - №9. - С. 19-21. 2. И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. Основы расчетов на трение и износ. - М.: Машиностроение, 1977. - 526 с. 3. А.с. 348927 СССР, МКИ В23 В51/00. Прибор для определения молекулярной составляющей коэффициента трения. / В.В. Алисин, К.С. Лянин, М.Н. Михин (СССР). №1648577/25-28; Заявлено 19.04.71; Опубл. 30.08.72, Бюл. №25. - 3 с. 4. Васильев С.В. Оперативное определение адгезионной активности при обработке резанием. // Станки и инструмент. -1985.-№5.-С.28-29. 5. Г. В. Виноградов. Трение и износ в машинах. - М.: Изд-во АН СССР, 1962. -№15. -С. 180-185. 6. В.П. Маршуба. Адгезионное взаимодействие быстрорежущей стали с литейными алюминиевыми сплавами. // Труды VII Междунар. семинара. 24-28 сентября "Высокие технологии в машиностроении: тенденции развития, менеджмент, маркетинг." - Харьков: ХГПУ, - 1997. - С. 185-187. 7. В.А. Кондратьев. Исследования износа инструмента на основе поликристаллического нитрида бора. //Алмазы и сверхтвердые материалы. - М., ИХИН, 1978. -№9, - С. 13-16. 8. Т.Н. Лолодзе. Прочность и износостойкость режущих инструментов. - М.: Машиностроение, 1982. - 320 с. 9. Н.М. Михин. Трение в условиях пластического контакта. - М.: Наука, 1968. - 104 с. 10. В.Л. Коротченко. Физические закономерности и повышение эффективности процесса резания железоуглеродистых сплавов торцовыми фрезами из гексанида-Р: Дис... канд. техн. наук: 05.03.01. - Харьков, 1987. - 237 с. 11. А.Я. Котляров и др. Прочность адгезионной связи реза со стружкой при прерывистом резании сплавов титана. // Станки и инструмент. - 1979. - №9. - С. 19-21.

Поступила в редколлегию 18.02.08

ДИТИНЕНКО С.А., НОВИКОВ Г.В., МАШКО А.А.

ИССЛЕДОВАНИЕ СВЯЗИ ВОЗНИКАЮЩИХ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ УПРУГИХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ С ТОЧНОСТЬЮ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬЮ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований связи упругих перемещений в технологической системе с точностью и производительностью обработки

Задачи повышения точности и производительности обработки при шлифовании имеют большое практическое значение. Им посвящены многочисленные работы [1, 2]. Важным направлением решения является снижение отрицательной роли упругих перемещений, возникающих в технологической системе, в формировании параметров точности обработки [3]. Поэтому целью работы является проведение теоретических и экспериментальных исследований по установлению связи упругих перемещений, возникающих в технологической системе, с точностью и производительностью обработки.

Для решения поставленных задач воспользуемся теоретическим подходом [4, 5] к определению величины упругого перемещения y , возникающего в технологической системе, применительно к процессу круглого наружного врезного шлифования:

$$y = y_{уст} \cdot (1 - e^{-\bar{\beta} \cdot \tau}), \quad (1)$$

$$\text{где } y_{уст} = \frac{\sigma \cdot Q_0}{V_{кр} \cdot K_{ш} \cdot c}; \quad \bar{\beta} = \frac{V_{кр} \cdot K_{ш} \cdot c}{\pi \cdot D_{дет} \cdot l_{дет} \cdot \sigma}; \quad Q_0 = \pi \cdot D_{дет} \cdot l_{дет} \cdot V_{рад} - \text{номи-}$$

нальная производительность обработки, м³/с; $V_{кр}$ – скорость круга, м/с; $K_{ш} = P_z / P_y$ – коэффициент шлифования; P_z, P_y – тангенциальная и радиальная составляющие силы резания, Н; σ – условное напряжение резания, Н/м²; $D_{дет}, l_{дет}$ – соответственно диаметр и длина обрабатываемой детали, м; $V_{рад}$ – скорость радиальной подачи, м/с; τ – время обработки, с.

Параметр $y_{уст}$ после преобразования принимает вид:

$$y_{уст} = \frac{\pi \cdot D_{дет} \cdot l_{дет} \cdot \sigma \cdot V_{рад}}{V_{кр} \cdot K_{ш} \cdot c}. \quad (2)$$

Нетрудно видеть, что $y_{уст} = V_{рад} / \bar{\beta} = V_{рад} \cdot B$, где $B = 1 / \bar{\beta}$. С физической точки зрения параметр B определяет время, за которое шлифовальный круг переместится в радиальном направлении на величину $y_{уст}$, т.е. параметр B –

это постоянная времени формирования упругого перемещения в технологической системе. Тогда

$$y_{уст} = B \cdot V_{рад}, \quad (3)$$

$$B = \frac{1}{\beta} = \frac{\pi \cdot D_{дем} \cdot l_{дем} \cdot \sigma}{V_{кр} \cdot K_{иу} \cdot c}. \quad (4)$$

Постоянная времени B обратно пропорциональна параметру $\bar{\beta}$. Она тем меньше, чем меньше площадь обработки $F = \pi \cdot D_{дем} \cdot l_{дем}$, отношение $\sigma / K_{иу}$ (определяющее силовую напряженность процесса обработки) и чем больше скорость круга $V_{кр}$ и приведенная жесткость технологической системы c . Постоянную времени B можно рассматривать одной из основных характеристик технологической системы, поскольку она определяет длительность переходного процесса обработки, связанного с формированием в технологической системе упругого перемещения величиной $y_{уст}$.

Зависимость (1) с учетом зависимости (4) опишется:

$$y = y_{уст} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\tau}{B}} \right). \quad (5)$$

Обозначая $n = \tau / B$, имеем

$$\frac{y}{y_{уст}} = 1 - e^{-n}. \quad (6)$$

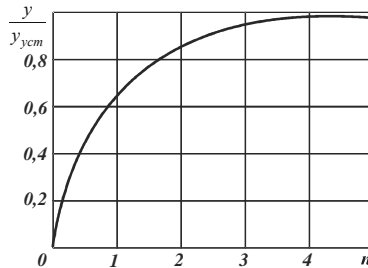


Рис. 1. Зависимость отношения $y / y_{уст}$ от величины n .

Характер изменения рассчитанных по зависимости (6) значений $y / y_{уст}$ показан на рис. 1. Как видно, с увеличением n отношение $y / y_{уст}$ непрерывно увеличивается, асимптотически приближаясь к единице. При $n=3$ отличие значений y и $y_{уст}$ составляет 5%. Поэтому при $n \geq 3$ с достаточной для практики точностью расчеты величины y можно вести по упрощенной зависимости:

$$y \approx y_{уст}. \quad (7)$$

Для практического использования зависимостей (5) и (6) необходимо знать значения параметра B и соответственно величины $y_{уст}$, связанной с параметром B зависимостью (3). Определить B можно на основе зависимости (4), однако это требует проведения сложных экспериментальных исследований по установлению значений условного напряжения резания σ , коэффициента шлифования $K_{ш}$ и жесткости технологической системы c . Более просто установить параметр B можно расчетно-экспериментальным путем, используя зависимость (5), и экспериментальные данные величин y и τ . Для этого необходимо зависимость (5) представить в виде:

$$y = B \cdot V_{рад} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\tau}{B}} \right), \quad (8)$$

где $V_{рад} = \Pi / \tau$; Π – номинальная величина снимаемого припуска, м.

После преобразований зависимость (8) окончательно запишется:

$$y = \Pi \cdot \frac{B}{\tau} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\tau}{B}} \right) = \frac{\Pi}{n} \cdot \left(1 - e^{-n} \right). \quad (9)$$

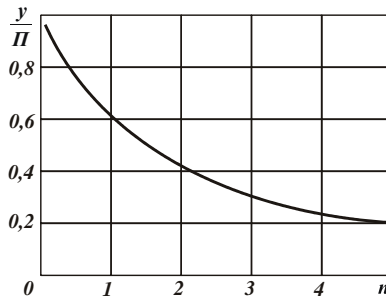


Рис. 2. Зависимость отношения y/Π от величины n .

На рис. 2 приведены рассчитанные по зависимости (9) значения y/Π . Как видно, с увеличением величины n (т.е. с увеличением времени обработки τ и соответственно уменьшением $V_{рад}$ при условии $\Pi = const$) величина упругого перемещения y уменьшается. Методика определения входящей в зависимость (9) неизвестной величины n состоит в следующем. Экспериментально устанавливаются значения y , τ и Π . По известному отношению y/Π , используя рис. 1, определяется искомое значение n . Затем, по зависимости $B = \tau/n$ определяется значение B . Зная скорость радиальной подачи $V_{рад} = \Pi/\tau$, определяется величина $y_{уст} = B \cdot V_{рад}$.

Для проведения экспериментов была изготовлена специальная цилиндрическая оправка из стали 45, на которой механическим путем крепились 4 пластины из твердого сплава ВК8. Оправка устанавливалась в центрах круг-

лошлифовального станка и при шлифовании совершала вращательное движение, а шлифовальный круг – врезную (радиальную) подачу. В результате обеспечивалось круглое наружное врезное шлифование твердосплавных пластин. Скорость круга устанавливалась равной $V_{кр} = 30$ м/с, а скорость вращения детали – $V_{дет} = 30$ м/мин. В качестве шлифовального круга использовался алмазный круг на металлической связке 1А1 300х20х5 АС6 125/100 М1-01 4. После установки алмазного круга на станок производилась его электроэрозионная правка. Это позволило устранить биение круга, обеспечить высокую развитость его режущего рельефа и соответственно высокую режущую способность.

При проведении экспериментов принималась постоянная номинальная величина снимаемого припуска $\Pi = 0,5$ мм независимо от скорости радиальной подачи $V_{пад}$. В ходе экспериментов измерялось время обработки τ и определялась величина упругого перемещения y по формуле:

$$y = \Pi - \frac{D_{дет_1} - D_{дет_2}}{2}, \quad (10)$$

где $D_{дет_1}, D_{дет_2}$ – соответственно диаметры детали до и после обработки, м.

В табл. 1 приведены экспериментальные значения параметров τ , y и y/Π , полученные при шлифовании с разными скоростями радиальной подачи $V_{пад}$. На основе этих данных по соответствующим зависимостям, приведенным выше, определены значения параметров n , B и $y_{уст}$ (табл. 2), что позволило количественно оценить роль упругих перемещений в процессе съема припуска при шлифовании. Как видно, значения $y_{уст}$ несколько больше значений y . Это хорошо согласуется с теоретическими результатами и свидетельствует о том, что при $n \rightarrow 3$ значения $y_{уст}$ и y отличаются несущественно.

Таблица 1 – Экспериментальные значения параметров τ , $V_{пад}$, y и y/Π

№ п/п	τ , с	$V_{пад}$, мм/с	y , мм	y/Π
1	50	0,01	0,17	0,34
2	45	0,011	0,2	0,4

Таблица 2 – Расчетные значения параметров n , B и $y_{уст}$

№ п/п	n	B , с	$y_{уст}$, мм
1	2,9	17,24	0,172
2	2,25	20,0	0,22

Определим условия повышения производительности обработки с учетом ограничения по точности размера обработанной детали. Согласно полученному теоретическому решению [4], повысить производительность обработки

можно за счет создания в технологической системе начального натяга y_0 , равного или превышающего значение $y_{уст}$. Этим исключается переходной процесс, в течении которого фактическая производительность обработки Q и величина упругого перемещения y меньше номинальных значений Q_0 и $y_{уст}$. Выше предложена, по сути, экспресс-методика расчетно-экспериментального определения величины $y_{уст}$, что позволяет в каждом конкретном случае правильно устанавливать величину $y_{уст}$, повышая тем самым производительность обработки.

Необходимо отметить, что условие $y_0 = y_{уст}$ является необходимым, но недостаточным условием повышения производительности при финишной обработке. Достаточным может быть условие обеспечения максимально возможной производительности с учетом ограничения по точности обработки. В работе [4] теоретически обоснована оптимальная по структуре операция шлифования, обеспечивающая максимально возможную производительность для заданной точности обработки, включающую лишь переход выхаживания. Однако для ее выполнения необходимо использовать инструменты с высокой режущей способностью, например, алмазные круги на металлической связке после их эффективной электроэрозионной правки (с развитым режущим рельефом). Применение алмазных кругов с относительно низкой режущей способностью требует осуществления операции шлифования в два перехода: черновое шлифование и последующее выхаживание.

Существенным ограничением осуществления установленной оптимальной по структуре операции шлифования являются также увеличенные припуски на обработку. В этом случае операцию шлифования также приходится выполнять в два перехода: черновое шлифование и выхаживание. Иными словами, оптимальная по структуре операция шлифования может быть осуществлена при сьеме относительно небольших припусков.

Список литературы: 1. Лурье Г.Б. Прогрессивные методы круглого наружного шлифования. – Л.: Машиностроение, Ленинград. отд-ние, 1984. – 103 с. 2. Кашук В.А., Верещагин А.Б. Справочник шлифовщика. – М.: Машиностроение, 1988. – 480 с. 3. Новиков Ф.В., Ковальчук А.Н. Оптимизация структуры процесса съема припуска при механической обработке // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Х.: НТУ "ХПІ". – 2005. – № 37. – С. 169-176. 4. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения / Под общей редакцией Ф.В. Новикова и А.В. Якимова. В десяти томах. – Т.7. "Точность обработки деталей машин" – Одесса: ОНПУ, 2004. – 546 с. 5. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения / Под общей редакцией Ф.В. Новикова и А.В. Якимова. В десяти томах. – Т.10. "Концепции развития технологии машиностроения" – Одесса: ОНПУ, 2005. – 565 с.

Поступила в редколлегию 21.04.08

В.Н. ТКАЧЕНКО

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА ПРИМЕНИМОСТИ ЛИНЕЙНОЙ ТЕОРИИ ОБОЛОЧЕК ДЛЯ РАСЧЕТА НАПРЯЖЕНИЙ В ГИБКИХ КОЛЕСАХ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ

В статті наведені підсумки експериментального дослідження напружено-деформованого стану гнучкого колеса хвильової передачі. Проведено порівняння експериментально визначених та теоретично розрахованих напружень.

The article presents the results experiment investigation supple wheels harmonic drive and conducts comparison with results receive theoretical.

Для расчетов гибкого колеса на прочность и выносливость нужно установить зависимость между величинами нормальных напряжений σ_0 в области зубчатого венца ЗВ и величиной передаваемого крутящего момента.

Можно решать поставленную задачу, задавая в качестве исходных данных силы зацепления и их закон распределения в области зацепления. В силу многопарности зацепления одновременно в зацеплении принимают участие до 15-20% числа зубьев гибкого колеса. Закон, по которому распределены силы зацепления, зависят от величины передаваемого крутящего момента. При аналитическом определении этой зависимости возникает ряд препятствий, например, может оказаться, что в пределах допуска на изготовление гибкого колеса, указанные законы будут существенно отличаться. Радиальная податливость подшипников генератора также вносит свой вклад в изменение рассматриваемой зависимости.

Ответить на вопрос, каким же будет этот закон в действительности, в передаче с приработанными зубьями, то есть с геометрией зубьев гибкого и жесткого колес отличающейся от исходной, вообще не представляется возможным. Известен и другой подход [1], когда в качестве исходных данных выбирают закон распределения радиальных перемещений зубчатого венца гибкого колеса по окружности (по углу θ). При расчетах прочности гибких колес такой подход оправдан тем, что в отличие от обычных передач, где не исключена поломка зуба, в волновых передачах разрушается гибкое колесо, причем разрушение начинается в области впадин между зубьями гибкого колеса, если недостаточна его изгибная выносливость. Зная вышеупомянутую зависимость, можно вычислить напряжения от изгиба в зубчатом венце.

Экспериментальное определение радиальных перемещений проводилось в волновой передаче с застопоренным жестким колесом. Гибкое колесо фиксировалось со стороны выходного вала. Нагружение передачи осуществлялось приложением крутящего момента к входному валу, при этом контролировались величины как входного, так и выходного моментов в передаче.

Всего было испытано четыре редуктора с числами зубьев гибких колес

$Z_z = 225; 226; 227; 228$. Числа зубьев жестких колес соответственно $Z_{ж} = 227; 228; 229; 230$. Модуль $m = 0,8$.

Гибкие колеса изготовлены из улучшенной до $HR_c 30-32$ стали 40 ХН. Каждый из редукторов испытывался с использованием двухдискового генератора, причем конструкция генератора позволяла регулировать величину угла охвата диска генератора гибким колесом. Угол охвата в ненагруженном состоянии редуктора изменялся от 40° до 75° .

Испытания проводились следующим образом: гибкое колесо в волновом редукторе нагружалось крутящим моментом, после чего производился трехкратный замер радиальных перемещений в 48 точках сдеформированного края гибкого колеса. Затем редуктор разгружался, нагружался вновь и замеры повторялись. Каждый из испытываемых редукторов нагружался моментами до 1 кНм и шагом $0,25 \text{ кНм}$ (от 0 до $0,25 \text{ кНм}$ с шагом $0,05 \text{ кНм}$).

Радиальные перемещения в вершине волны деформации ненагруженной передачи составляли $W_0 = (1,1 \dots 1,2) m$. По мере увеличения момента на гибком колесе W_0 уменьшались до $0,95 m$ за счет осадки генератора волн под действием радиальных сил. Перемещения в области впадины волны деформации с ростом нагрузки несколько возрастали, угол охвата уменьшался и одновременно смещался в направлении вращения генератора. При этом по части периметра гибкое колесо поджималось к жесткому, что обеспечивало увеличение количества сопряженных зубьев с ростом передаваемой нагрузки.

Полученные в результате экспериментом радиальные перемещения использовались в качестве исходных данных для формирования граничных условий при решении задачи определения напряжений в цилиндрической оболочке – гибком колесе волновой передачи.

Потенциальная функция координат точки срединной поверхности оболочки, с учетом условия периодичности по координате θ , имела вид

$$\phi = \sum_m [\varphi_{1m}(\xi) \cos m\theta + \varphi_{2m}(\xi) \sin m\theta].$$

В искоемых функциях φ_{1m} соответствует напряженному деформируемому состоянию симметричному оси $\theta = 0$, а φ_{2m} – обратно симметричному [2].

После определения m -ой составляющей потенциальной функции определялись m -ые составляющие перемещений, усилий и изгибающих моментов и напряжений в любой точке гибкого колеса, а полные их значения получались суммированием по m .

Проверка достоверности вычисленных таким образом напряжений осуществлялась тензометрированием одного из четырех гибких колес.

Тензорезистивные датчики в окружном направлении располагались так, чтобы геометрические центры чувствительных элементов отстояли друг от друга на расстояниях, соответствующих углу $\theta = 7,5^\circ$. Минимальное рас-

стояние датчиков от венца выбиралось так, чтобы измеряемые деформации при значительных перемещениях не превосходили величин, соответствующих напряжениям 200-230 МПа. Замеры осуществлялись прибором ИСД-3 со стабилизированным источником питания.

На рис. 1 и 2 сплошной линией проведены кривые, соответствующие напряжениям изгиба в окружном направлении полученным экспериментально. Штриховые линии на тех же графиках соответствуют теоретическому решению. Некоторая осцилляция решения является следствием дифференцирования дискретной функции $W(\theta)$, полученной экспериментально, т.е. с неизбежными погрешностями.

Графики на рис. 1 получены при угле охвата 40° в ненагруженной передаче. На рис. 2 приведены графики для той же передачи нагруженной моментом 750 нм.

Удовлетворительное совпадение результатов расчета и эксперимента свидетельствует о практической применимости используемой линейной теории оболочек для расчета напряжений в гибких колесах волновых передач.

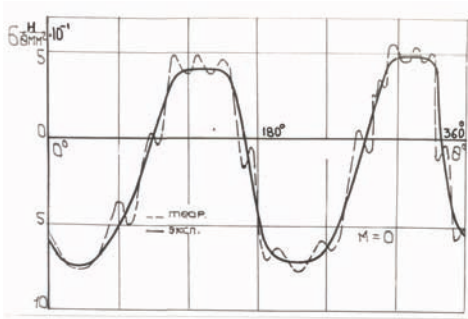


Рис. 1

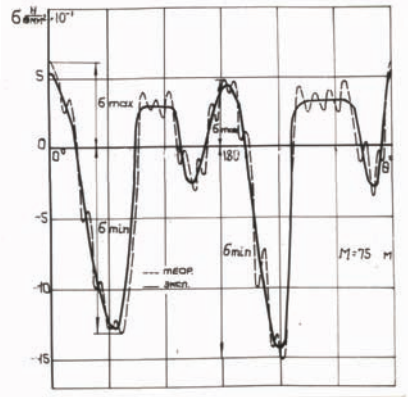


Рис. 2

Список литературы: 1. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. М., 1981. 180 с. 2. Ткаченко В.Н. Исследование напряженного состояния оболочки волновой зубчатой передачи. НТС «Динамика и прочность машин», вып. 22., «Вища школа», Харьков, 1985 г.

Надійшла до редколегії 21.04.08

З. Я. ЛУРЬЕ, В. А. МАКЕЙ, Е. Н. ЦЕНТА

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ СЛЕДЯЩЕГО ГИДРОАГРЕГАТА НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТРАКТОРА

У статті викладено результати досліджень перехідних процесів тиску на виході насосного агрегату, переміщень золотника гідророзподільника і штока гідроциліндра та інших перемінних, що відбивають вплив на динаміку гідроагрегату нелінійності елементів, двофазності робочої рідини, змінності коефіцієнтів витрати тощо.

The article contains the research results of pressure transients at the pump unit outlet, of the displacement of hydraulic control valve and of hydraulic cylinder piston and other variables, that indicate the influence on dynamics of hydraulic unit of components non-linearity, of working fluid two-phasing, of flow factor variability and other.

Введение

Гидрофикация тракторов привела к применению в их конструкциях автономных гидроагрегатов (ГА) навесного оборудования, рулевого управления, коробки передач и т. д., питаемых от одного насоса. В такой объединенной гидросистеме реализуется принцип LS, при котором мгновенное значение нагрузки служит сигналом обратной связи для гидроустройства, устанавливающего необходимое давление насоса. Давление насоса поддерживается равным давлению нагрузки наиболее нагруженного ГА. При этом подача от одного насоса распределяется между ГА по приоритетам путем подбора специальных приоритетных модулей [1].

Важное место в гидросистеме трактора занимает ГА навесного оборудования (НО), позволяющий улучшить операции обработки земли, такие как вспашка, боронование и др. Важными характеристиками функционирования ГА НО являются показатели качества переходных процессов, определяемые структурой ГА, элементной базой, законом управления.

Настоящая статья посвящена переходным процессам гидроагрегата навесного оборудования трактора, разработанного ОАО «ХТЗ», НИИГидроприводом и НПП «Хартрон-Экспресс».

Анализ публикаций

Фирмой «Bosch Rexroth» (ФРГ) разработана система EHR-4 с регулирующим устройством EHR-D для тракторов. Система обеспечивает регулирование положения НО, тягового усилия на тракторе, смешанное (положение и усилие) регулирование и др. При этом используется регулируемая гидроаппаратура, плунжерные гидроцилиндры, нерегулируемый насос. Однако, при съеме или ремонте механизма подъема и опускания НО плунжерный гидроцилиндр оказывается неработоспособным;

отсутствие измерительного преобразователя перемещения золотника дросселирующего гидрораспределителя влияет на динамические характеристики системы и на точность позиционирования НО; отсутствие информации в виде осциллограмм переходных процессов не позволяет оценить ее динамику. В ИМИНМАШ НАН Беларуси создана система позиционного регулирования навесного устройства, в которой введены обратные связи по давлению в нагнетательной магистрали, по перемещению штока цилиндра и усилию со стороны почвы [2]. Из обзора работ следует, что вопросам динамики уделяется недостаточное внимание.

Постановка задачи

Задачей данной работы является исследование переходных процессов отечественного ГА НО и оценка влияния различных параметров на показатели качества: нелинейность гидроустройств ГА, двухфазность рабочей жидкости (РЖ), переменность коэффициента расхода μ , сжимаемость РЖ в напорном и сливном трубопроводах, ограничения перемещений золотников гидроустройств, положительные перекрытия дросселирующих щелей, деформации стенок трубопроводов и цилиндров.

Решение

На рис. 1 изображена принципиальная схема отечественного ГА, на основе которой выполнено математическое описание гидроустройств, их совокупности и процессов, протекающих в целом [3 – 5].

У крупненно ГА в режиме перемещения НО работает следующим образом. После подачи управляющего воздействия с согласующего блока дросселирующего гидрораспределителя (СБГР), например, на ЭПП₁, плунжер, перемещается, что вызывает увеличение давления p_3 . При этом золотник ГР смещается влево в позицию В и открывает доступ РЖ в поршневые полости ГЦ. Происходит подъем НО до заданной высоты. Со штоковых полостей РЖ сливается в бак. Сигналы о фактическом перемещении золотника ГР и штоков ГЦ поступают в микропроцессорный блок управления (МПБУ), где в совокупности с другими сигналами обеспечивают заданную высоту. Опускание НО происходит при подаче управляющего сигнала на ЭПП₂ (при этом ЭПП₁ отключен), что вызывает работу перечисленных элементов в обратном порядке.

При построении модели, изложенной в работах [3 – 5] приняты следующие допущения: напорные и сливные кромки ГР симметричны; температура, плотность и коэффициент динамической вязкости РЖ – постоянные, равные средним значениям; влияние пульсации подачи насоса (она составляет 1 – 3 %) на неравномерность скорости перемещения штока ГЦ в установившихся и переходных процессах не учитывается; волновые процессы не рассматриваются.

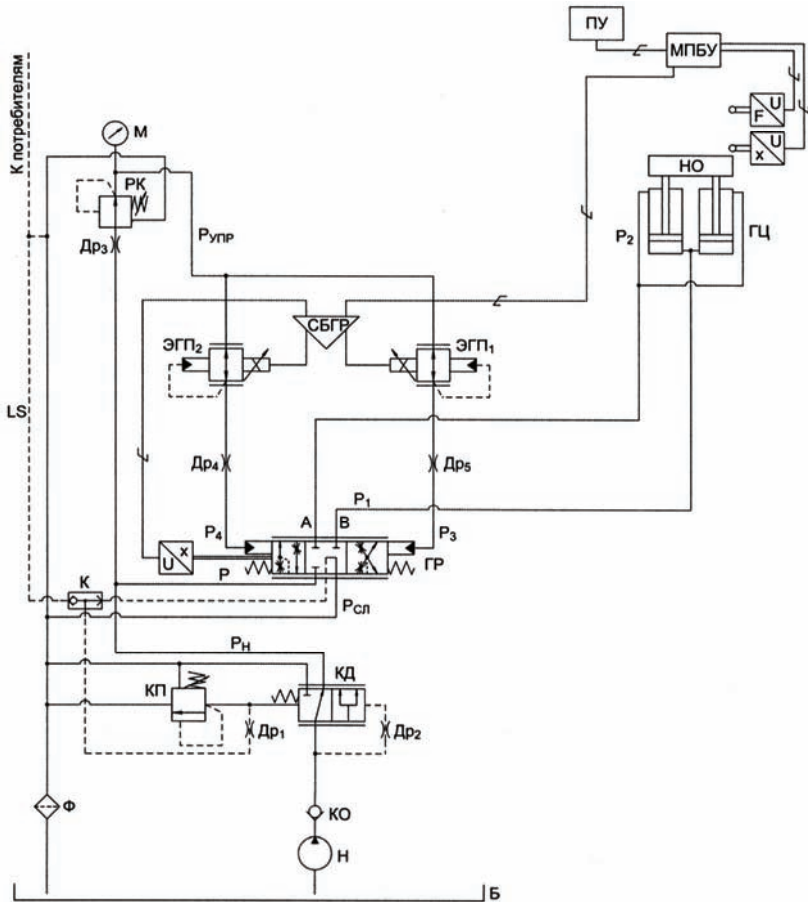


Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема гидроагрегата навесного оборудования трактора: Н – насос; КД – клапан давления; КП – клапан предохранительный; ГР – гидрораспределитель; Др₁ – Др₅ – дроссели; ЭГП₁, ЭГП₂ – электрогидравлические преобразователи; ГЦ – гидроцилиндры; РК – редукционный клапан; К – клапан „ИЛИ“; \square , \boxtimes , и \boxminus – измерительные преобразователи перемещения и усилия; СБГР, МПБУ – электронные устройства; Б – гидробак; Ф – фильтр; Р_Н, Р_{УПР}, Р_{СЛ}, Р₁ – Р₄ – давления РЖ в соответствующих точках ГА; КО – клапан обратный; ПУ – пульт управления; М – манометр; - - - LS – линия чувствительности к нагрузке.

С целью уменьшения объема иллюстрации проведенных исследований переходных процессов рассматриваются осциллограммы только переменных: перемещения $x_{ГР1}$ золотника ГР, давления p_H на выходе насоса, скорости

v_z (на рис. V_z) и перемещения y_z (на рис. Y_z) штока ГЦ. На рис. 2 изображены кривые этих переменных при подъеме НО на максимальную высоту 0,25 м при отсутствии газовой составляющей ($m_0 = 0$) в РЖ с коэффициентами обратных связей по перемещению штока ГЦ $k_{0Z} = 10$ В/м и золотника ГР $k_{0ГР} = 800$ В/м. Подъем НО начинается не с начала отсчета, а с $t = 0,1$ с, что связано с наличием нагрузки. Давление p_H возрастает до 20 МПа и после возвращения золотника ГР в исходное положение ($x_{ГР1} \rightarrow 0$) давление на выходе КД снижается до значения 0,7 МПа и происходит разгрузка насоса. При наличии предельного для эксплуатации значения газовой составляющей ($m_0 = 0,15$) и неизменных остальных параметров переходные процессы переменных изменяются (см. рис. 3), начало движения штока смещается на 0,2 с. Более наглядно это видно на рис. 4, где показаны кривые $y_z(t)$ при $m_0 = 0$ (кривая „а“) и $m_0 = 0,15$ (кривая „б“).

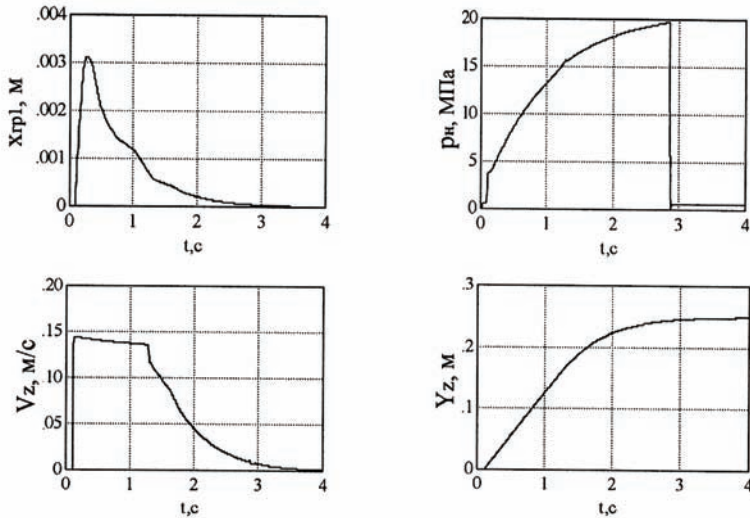


Рис. 2. Переходные процессы перемещения $x_{ГР1}(t)$ золотника дросселирующего гидрораспределителя, давления $p_H(t)$ на выходе насоса, скорости $v_z(t)$ и перемещения $y_z(t)$ штока цилиндра гидроагрегата при подъеме навесного оборудования трактора: $U_{BX} = 4,2$ В; $k_{0Z} = 10$ В/м; $k_{0ГР} = 800$ В/м; $m_0 = 0$

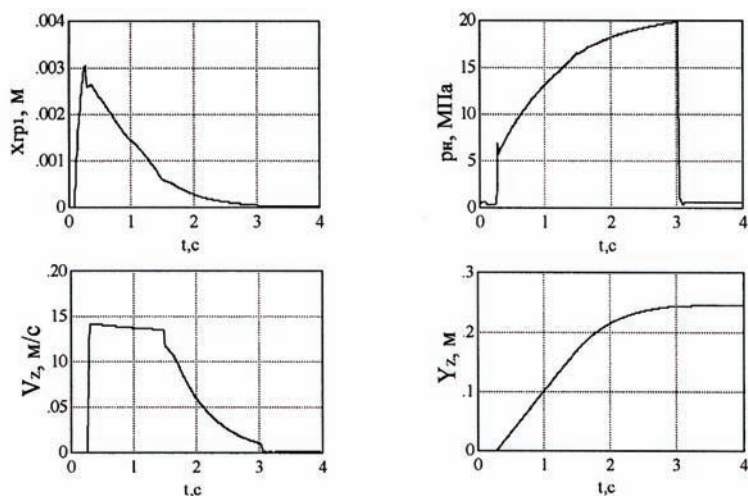


Рис. 3. Осциллограммы процессов перемещения $x_{ГР1}(t)$, давления $p_H(t)$, скорости $v_Z(t)$ и перемещения $y_Z(t)$ штока цилиндра гидроагрегата при подъеме навесного оборудования трактора:

$$U_{ВХ} = 4,2 \text{ В} ; k_{0Z} = 10 \text{ В/м} ; k_{0ГР} = 800 \text{ В/м} ; m_0 = 0,15$$

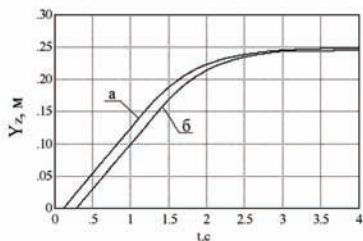


Рис. 4. Влияние газовой составляющей m_0 рабочей жидкости на переходные процессы перемещения штока цилиндра гидроагрегата НО с обратной связью по положению:

$$а - m_0 = 0 ; б - m_0 = 0,15$$

Представляет практическую значимость рассмотреть одновременно влияние на динамические характеристики наличия газовой составляющей в РЖ, переменности коэффициентов расхода в напорном трубопроводе и поршневой полости ГЦ, в сливном трубопроводе и штоковой полости ГЦ, в гидрелинии «насос – клапан давления» и сжимаемости РЖ в напорном и сливном трубопроводах. Кривая рис. 5, отображающая динамическую ошибку координаты $\Delta y_Z(t)$, получена при сопоставлении следующих

модельных кривых: одна кривая $y_z(t)$ для исходных данных, при которых получена кривая $y_z(t)$ рис. 2, но при $m_0 = 0,025$ (это значение соответствует началу эксплуатации РЖ) и вторая – при постоянном значении модуля объемной упругости РЖ, равной 1500 МПа, постоянном коэффициенте расхода $\mu = 0,71$ и отсутствии сжимаемости РЖ в трубопроводах. Как видно из рис. 5 наибольшая ошибка 4,6 мм появляется при $t = 1,3$ с, а конец подъема происходит с ошибкой ~ 4 мм. Следовательно, для повышения адекватности модели следует учитывать $m_0 \neq 0$, переменность μ и сжимаемость РЖ в трубопроводах.

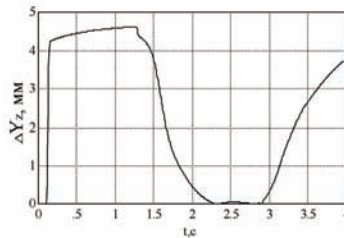


Рис. 5. Динамическая ошибка перемещения штока ГЦ при подъеме НО, вызванная допущением постоянства коэффициента расхода, модуля объемной упругости и отсутствием сжимаемости РЖ в трубопроводах

Выводы

1. Газосодержание в РЖ, переменность коэффициентов расхода в различных узлах гидроагрегата, сжимаемость РЖ в трубопроводах оказывают влияние на динамические характеристики.

2. Анализ переходных процессов в гидроагрегате открывает возможности: исследовать влияние различных параметров на динамические характеристики; оценить быстродействие гидроагрегата.

Список литературы: 1. Бондарь В. А. Новые решения в гидроприводе тракторов // Промислова гідраліка і пневматика. – 2003. – № 2. – С. 81 – 84. 2. Строк Е. Я., Бельчик Л. Д. Разработка перспективных конструкций систем управления навесным устройством трактора // Тр. XI Междунар. науч.-техн. конф. “Машиностроение и техносфера XXI века”. – Донецк: ДонНТУ, 2004. – Т. 3. – С. 162 – 166. 3. Лурье З. Я., Цента Е. Н. Математическая модель узла «электрогидравлический преобразователь – золотник распределителя» гидроагрегата навесного оборудования трактора // Промислова гідраліка і пневматика. – 2007. – № 3 (17). – С. 96 – 98. 4. Лурье З. Я., Цента Е. Н. Математическая модель узла «гидрораспределитель – гидроцилиндр» гидроагрегата навесного оборудования трактора // Вісник Східноукраїнського університету імені Володимира Даля. – 2007. – Ч. 2. – № 3 (109). – С. 89 – 93. 5. Лурье З. Я., Цента Е. Н. Математическая модель клапана давления гидроагрегата с чувствительностью к нагрузке // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета / Сб. науч. тр. – Харьков: ХНАДУ. – 2007. – Вып. 38. – С. 200 – 203.

Поступила в редколлегию 17.03.08.

СИСТЕМА КРИТЕРИЕВ ОЦЕНКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ

Запропоновано систему критеріїв оптимальності для вибору найвигіднішого варіанту технологічного процесу. Проведено обґрунтування вибору кожного критерія оптимальності. Розглянуті методи вирішення задачі багатокритеріальної оптимізації.

The article propositions the set of criteria optimality for choice of the version engineering process optimal. The substantiation of the optimality criterion choice are make. The aggregative method of the optimality criterion are make. The methods of the determination goal multiobjective optimization are concerned.

Проектирование технологического процесса (ТП) обработки деталей типа тел вращения характеризуется многовариантностью технологических решений, которые связаны с выбором технологического маршрута обработки и разработкой операционных технологий. Выбор наивыгоднейшего варианта ТП осуществляется путем оптимизации технологических решений, которые обеспечивают выполнение ограничений, отражающих условия протекания процесса и требования, предъявляемые к нему.

Критериями оптимальности ТП являются количественные показатели, которые в наибольшей степени соответствуют его целевому назначению, связанному с достижением требуемой производительности, себестоимости и т.д. Наивыгоднейшим технологическим решениям соответствуют экстремальные значения критериев оптимальности. Для принятия оптимального технологического решения используются математические методы, предполагающие построение математических моделей, в которые входят целевые функции и системы технических ограничений.

Принятие решения при выборе наивыгоднейшего варианта ТП с учетом нескольких критериев, заданных целевыми функциями f_1, f_2, \dots, f_n и зависящих от ряда конструктивно-технологических параметров z_1, z_2, \dots, z_m называется многокритериальной, глобальной, или векторной оптимизацией [1,2].

Система, состоящая из отдельных целевых функций, образует глобальный критерий оптимальности:

$$F = \{f_1(z_1, \dots, z_m), f_2(z_1, \dots, z_m), \dots, f_n(z_1, \dots, z_m)\}.$$

Каждое решение системы x характеризуется соответствующей оценкой, глобального критерия оптимальности F . Выбор оптимального решения из множества решений D_x , которые принимает система, сводится к выбору оптимальной оценки из множества достижимых оценок

$$x = F(D_x) = \{D_x \in E^n\},$$

где E^n n – мерное критериальное пространство, в котором существуют

все показатели системы критериев; n – количество критериев оптимальности.

Таким образом, при многокритериальной оптимизации ТП множество всех решений D_x выделяется из более широкого множества $D_x \subseteq E^n$ с помощью системы технических ограничений, которая чаще всего представляется в виде неравенств.

Необходимость многокритериальной оптимизации ТП связана с тем, что отдельные показатели ТП (локальные критерии) не сводимы один к другому. Кроме того, критерии оптимальности находятся между собой в сложной взаимосвязи, которая характеризуется противоречивостью отдельных локальных критериев, т. е. увеличение или уменьшение значения одного критерия не позволяет одновременно увеличить или уменьшить значения других. Например, при повышении параметров режима резания увеличивается производительность, но при этом уменьшается стойкость инструмента и его надежность, что приводит к дополнительным простоям оборудования и дополнительным затратам, связанным с его обслуживанием. В свою очередь это сказывается на себестоимости продукции и вероятности выполнения производственного задания в требуемые сроки, а также приводит к изменению потребления электроэнергии.

При многокритериальной оптимизации невозможно получить единственное объективное решение, которое обращает в экстремум все локальные критерии. Объективным фактором, характеризующим решение многокритериальных задач, является существование области Парето в пространстве критериев, которое ограничивает возможный выбор проектных решений и характеризуется тем, что любое принадлежащее ей решение нельзя улучшить одновременно по всем критериям и наличие так называемых Парето-оптимальных решений. Решение многокритериальной задачи является Парето-оптимальным, если улучшение (увеличение или уменьшение) одного из критериев оптимальности приводит к ухудшению других.

Рассмотрим нахождение области Парето при выборе оптимального ТП изготовления детали с помощью критериев производительности и себестоимости обработки. Например, металлорежущий станок с учетом материала режущей части инструмента, концентрации технологических переходов и применяемой технологической оснастки обеспечивает производительность обработки $f_1 = [10...20] \mu\text{m}/\text{час}$. Для изготовления производственной партии деталей в течении планового периода необходимо обеспечить производительность $14 \mu\text{m}/\text{час}$, т. е. техническое ограничение $f_1 \geq 14 \mu\text{m}/\text{час}$. При этом технологическая себестоимость изготовления детали, соответствующая указанному диапазону производительности, находится в пределах $f_2 = [45...70] \mu\text{m}/\text{час}$. С учетом максимальной цены детали, которая установлена заказчиком, технологическая себестоимость изготовления

детали не должна превышать 60 грн, т. е. $f_2 \geq 60 \text{ грн}$. Технологическая себестоимость зависит от производительности обработки и определяется функциональной зависимостью, которая имеет вид

$$f_2 = 1.75 \cdot f_1 + 30.5$$

Для рассматриваемого примера на рис. 1 показано пространство критериев, множество допустимых решений и область Парето.

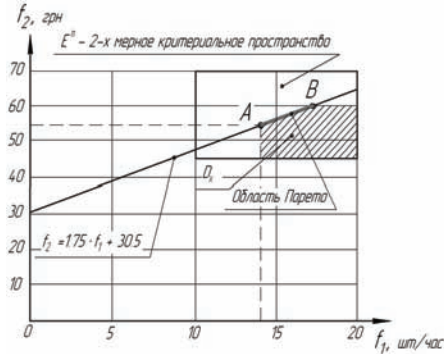


Рис. 1 – Пространство критериев, множество допустимых решений и область Парето при оптимизации с учетом производительности и себестоимости обработки

Как видим, областью Парето являются значения производительности и себестоимости, которые принадлежат отрезку АВ. Выбор Парето-оптимального решения из области Парето требует дальнейшего решения, которое заключается в указании наиболее предпочтительного критерия, введении весовых коэффициентов значимости критериев и др.

Развитие современных машиностроительных предприятий различных форм собственности (государственные, акционерные, частные) обусловлено законами рыночной экономики. Основным условием стабильной работы и развития предприятий в условиях конкурентной борьбы является получение максимальной прибыли. При этом направления развития предприятий ориентированы на эффективное использование возможностей технологического оборудования и оснастки, производственных площадей при экономичном использовании материало- и энергоресурсов.

Для выбора наиболее выгодного ТП в качестве экономического критерия оптимальности предлагается использовать интенсивность прибыли (I_n), а в качестве технических - трудоемкость обработки детали ($T_{штк}$), эффективность использования электрической энергии ($K_{э}$), производственную площадь (S_n), занимаемую оборудованием и вероятность выполнения задания в установленные сроки (P).

В общем случае система целевых функций принятых критериев оптимальности имеет следующий вид

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi_1 = I_n(k_1, \dots, k_a) \rightarrow \max; \\ \Phi_2 = T_{штк}(l_1, \dots, l_b) = \sum_{b=1}^A T_{штк\ b} \rightarrow \min; \\ \Phi_3 = K_{ИЭ}(o_1, \dots, o_c) \rightarrow \max; \\ \Phi_4 = S_{И}(p_1, \dots, p_d) = \sum_{d=1}^B S_{И\ d} \rightarrow \min; \\ \Phi_5 = P(r_1, \dots, r_e) = \prod_{e=1}^B P_e \rightarrow \max. \end{array} \right.$$

Здесь $k_1, \dots, k_a, l_1, \dots, l_b, o_1, \dots, o_c, p_1, \dots, p_d, r_1, \dots, r_e$ – конструктивно-технологические параметры, влияющие на величину критериев оптимальности; A – количество металлорежущих станков, задействованных в ТП; B – общее количество основного и вспомогательного оборудования ТП.

Трудоемкость обработки детали не является абсолютным критерием, поэтому может использоваться только для сравнения ТП изготовления одной и той же детали. Актуальной задачей для сравнения вариантов ТП является прогнозирование трудоемкости обработки деталей на различных станках. С этой целью предлагается метод укрупненной оценки трудоемкости обработки, в котором используются полиномиальные зависимости для нахождения интенсивности формообразования поверхностей детали.

Практическое решение задач энергосбережения и энергопотребления становится все более актуальной проблемой машиностроительных предприятий. Основные тенденции энергосбережения направлены на снижение энергоемкости продукции, выпускаемой промышленными предприятиями, и уменьшение влияния энергозатрат на себестоимость продукции. Эффективное использование энергоресурсов позволяет повысить конкурентоспособность продукции.

Существуют различные критерии оценки энергетической эффективности основного и вспомогательного технологического оборудования. К числу наиболее широко используемых показателей энергетической эффективности относятся: энергоемкость, которая определяется расходом энергии на единицу выполненной работы, т.е. на единицу снятого с поверхности заготовки материала, определяемого объемом, массой и др., $Дж / мм^3$; удельная энергия технологических операций, которая определяется затратами работы, необходимыми на снятие единицы массы заготовки, $Дж / кг$, др. [3].

Рассмотренные показатели энергетической эффективности характеризуют потребление электроэнергии. Потребителями электрической энергии технологического оборудования являются электродвигатели и системы управления основного и вспомогательного оборудования, а также системы освещения.

Существенное влияние на эффективность использования электрической энергии имеет степень загрузки электродвигателей оборудования по мощности, от которой зависит величина реактивной мощности

электродвигателей, а также коэффициент полезного действия электродвигателей, длительность простоев и работы оборудования на холостом ходу.

На процесс выполнения производственного задания влияют случайные факторы, поэтому он является стохастическим и характеризуется интенсивностями отказов λ и восстановлений μ оборудования и режущего инструмента.

Таким образом, величина производительности обработки имеет некоторое рассеяние и существует вероятность того, что реально достигнутая производительность окажется меньше требуемой, которая необходима для выполнения производственного задания в установленный срок. Определить эффективность ТП и оценить стохастическую связь между требуемой и фактической производительностью позволяет показатель «вероятность выполнения задания» [4], который характеризует надежность процесса функционирования оборудования ТП в течение планового промежутка времени, определенного сроком выполнения задания. Оценить вариант ТП на основании значения показателя вероятности выполнения задания можно без учета случайных факторов, вызванных организационными причинами, так как они не оказывают влияния на выбор структуры ТП. Основные факторы, которые влияют на величину вероятности выполнения задания - это показатели, характеризующие надежность оборудования и технологической оснастки (вероятность безотказной работы, вероятность восстановления, интенсивность отказов, интенсивность восстановления, коэффициент готовности), а также временное и структурное резервирование [5].

Функции распределения вероятности безотказной работы и вероятности восстановления оборудования принято считать экспоненциальными [6, 7]. Вероятностные оценки процесса функционирования режущего инструмента рекомендуется осуществлять на основании закона распределения Вейбулла [8]. Это обусловлено статистическими данными изменения значений вероятности безотказной работы и вероятности восстановления в процессе эксплуатации, которые хорошо описываются этими законами распределения. Значения параметров интенсивности отказов λ и интенсивности восстановления μ определяются на основании статистических данных о среднем времени наработки на отказ и среднем времени восстановления отказавшего элемента в условиях действующего производства. Параметры λ и μ зависят от конструктивно-технологических характеристик оборудования и условий его эксплуатации. Процесс эксплуатации обусловлен износом и старением оборудования, что приводит к уменьшению среднего времени наработки на отказ и усложнению причин отказов, а также увеличению среднего времени восстановления отказавших элементов. Это приводит к изменению значений параметров λ и μ . Однако для рассматриваемого периода времени, который необходим для выполнения отдельного производственного задания, предполагаем, что параметры λ и

μ остаются неизменными.

С целью обеспечения стабильного функционирования технологической системы, которое не приведет к срыву выполнения производственного задания, предусмотрено обеспечение временного и структурного резервирования. Временное резервирование подразумевает существование резерва времени на выполнение производственного задания. К способам временного резервирования относятся: обеспечение избыточной производительности технологической системы; создания межоперационных накопителей деталей.

Структурное резервирование предполагает дублирование, как правило, наиболее часто выходящих из строя станков, агрегатов или инструментов для уменьшения или исключения потерь времени на их восстановление.

При определении вероятности выполнения производственного задания технологической системой целесообразно рассматривать влияние интенсивности отказов и восстановлений оборудования и инструмента отдельно. Это вызвано тем, что причины возникновения этих отказов и время их восстановления различны и выполняются различными категориями обслуживающего персонала [7].

Структуру ТП можно представить как систему из последовательно соединенных элементов, выполняющих задание длительностью t . Для увеличения значения показателя вероятности выполнения задания в указанный срок она может иметь непополняемый резерв времени τ . Функционирование каждого элемента – это процесс, в котором интервалы времени безотказной работы чередуются с интервалами времени восстановления. Система может находиться в дискретном множестве состояний E , которое разбивается на два подмножества: E_o и E_g . В E_o (работоспособные состояния) резерв времени не расходуется, а при нахождении системы в состоянии E_g (состояния отказов) в течении времени r приводит к уменьшению резерва времени на величину r [9].

В себестоимость детали входят затраты, связанные с производственной площадью, занимаемой оборудованием ТП. Величина арендной платы для предприятий, арендующих производственные площади во многих случаях является наибольшей статьёй затрат в себестоимости продукции. Это обстоятельство требует наиболее эффективного использования производственных площадей, занимаемых оборудованием.

В условиях единой общегосударственной системы хозяйствования в качестве экономического критерия определения эффективности вариантов новой техники, технологий и ТП использовались годовые приведенные затраты, которые учитывали себестоимость годового объема выпуска продукции и капитальные затраты, отнесенные к одному году эксплуатации оборудования. Они рассматривались как народнохозяйственные затраты общественного труда, овеществленные в средствах производства и переносимые на изготавливаемую продукцию. При этом средства на

дополнительные капитальные вложения поступали из единого государственного фонда.

Для сравнения вариантов ТП, не требующих дополнительных капиталовложений в качестве экономического критерия оптимальности используется технологическая себестоимость, которая учитывает только изменяющиеся по вариантам статьи затрат.

Обеспечение работы современных предприятий осуществляется за счет средств, получаемых из различных источников, поэтому в качестве экономических критериев оптимальности целесообразно использовать критерии, которые характеризуют величину прибыли предприятия в единицу времени.

Целевые функции рассмотренных технических и экономического критериев оптимальности с учетом технических ограничений формируют математическую модель многокритериальной оптимизации ТП.

При решении задачи многокритериальной оптимизации ТП можно применить следующие методы [1]

- 1) последовательных уступок;
- 2) выделения Парето-оптимальных решений;
- 3) введения весовых коэффициентов;
- 4) близости решения к идеальной точке;

Многокритериальная оптимизация методом последовательных уступок осуществляется путем упорядочения критериев по важности

$$f_1(z_1, \dots, z_m) > f_2(z_2, \dots, z_2) > \dots > f_n(z_1, \dots, z_m).$$

Затем осуществляется формирование процедур, необходимых для последовательной оптимизации сначала по первому критерию, затем по второму и т.д. После нахождения оптимального значения первого критерия h_1° назначается уступка Δh_1 , которая при потере эффективности критерия f_1 может быть допущена с целью оптимизации по второму критерию. После чего производится оптимизация по второму критерию при условии

$$f_1(z_1, \dots, z_m) \geq h_1^\circ - \Delta h_1.$$

Затем назначается уступка Δh_2 и производится оптимизация по критерию $f_3(z_1, \dots, z_m)$ и т.д.

Недостатком этого метода является необходимость обоснованного выбора предпочтения критериев и значений уступок, а также большие затраты времени, необходимые для решения отдельных оптимизационных задач, количество которых соответствует количеству критериев оптимальности.

В случаях, когда невозможно назначить предпочтения по отдельным локальным критериям и упорядочить их по важности, ограничиваются определением всего множества Парето-оптимальных решений. Однако метод выделения Парето-оптимальных решений является трудоемкой задачей, которая требует организации специальных вычислительных процедур и поэтому практически не используется.

Многокритериальная оптимизация методом введения весовых коэффициентов критериев основывается на нахождении компромиссного решения путем установления весовых соотношений между локальными критериями, что позволяет сформировать единый обобщенный критерий.

$$F = \sum_{i=1}^n V_i \cdot f_i(z_1, \dots, z_m) ,$$

где V_i – весовой коэффициент важности i -го критерия; n - количество критериев оптимальности.

Определение весовых коэффициентов критериев, как и упорядочение их по важности сложная задача, которая чаще всего решается путем экспертных оценок. Однако оптимальное решение, полученное по единому обобщенному критерию, является Парето-оптимальным.

Метод решения задачи многокритериальной оптимизации, основанный на близости решения к идеальной точке, в которой все критерии имеют экстремальное значение, осуществляется в следующей последовательности: определение оптимальных значений всех локальных критериев; нахождение решения, наиболее близкого к идеальной точке, для чего выбирается мера близости, которая, как и весовые коэффициенты, и уступки позволяет определить различные точки области Парето.

Этот метод наиболее трудоемкий, так как кроме решения отдельных оптимизационных задач, связанных с определением оптимальных значений всех локальных критериев, необходимо выбрать меру близости и только после этого найти Парето-оптимальное решение.

Таким образом, методы многокритериальной оптимизации отличаются сложностью вычислительных процедур, трудоемкостью обработки данных и степенью достоверности получаемых.

Выводы:

1. Для принятия технологического решения на основании многокритериальной оптимизации необходимо учитывать систему критериев, в которую входят: интенсивность прибыли; трудоемкость обработки; эффективность использования электрической энергии; производственная площадь, занимаемая оборудованием; вероятность выполнения задания в установленный срок.

2. Эффективным при решении задач многокритериальной оптимизации является метод последовательных уступок и метод введения весовых коэффициентов критериев.

Список литературы: 1. Антушев Г.С. Методы параметрического синтеза сложных технических систем. – М.: Наука, 1989. – 88 с. 2. Подиновский В.В., Ногин В.Д. Парето-оптимальные решения многокритериальных задач. – М.: Наука, 1982. – 256 с. 3. Степанов М.С., Тимофеев Ю.В., Фадеев В.А. Энергетические критерии процесса обработки. // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2007. №17. – С. 88 – 91. 4. Юхимов В.В., Кац В.И., Гамарник А.И. Расчет вероятности выполнения задания гибких производственных систем методом «состояний». // Надежность и контроль качества. – 1989, №12. – С. 32 – 36. 5. Черкесов Г.Н. Надежность технических систем с временной избыточностью / Под ред. А.М. Половко. – М.: Сов. радио, 1974. – 296 с. 6. Оганян А.А., Монахов Г.А. Надежность и долговечность металлорежущих станков. – М.: НИИмаш, 1971. – 104 с. 7. Дашенко А.И., Белоусов А.П. Проектирование автоматических линий. – М.: Высш. шк., 1983. – 327 с. 8. Автоматические линии в машиностроении: Справочник. В 3 т. / Под ред. А.И. Дашенко. – М.: Машиностроение, 1984. – Т. 2: Станочные автоматические линии. - 408 с. 9. Надежность технических систем: Справочник / Ю.К. Беляев, В.А. Богатырев, В.В. Болотин и др. / Под ред. И.А. Ушакова. – М.: Радио и связь, 1985. – 608 с.

Поступила в редколлегию 24. 03. 08

В.Ю. АНТОНЕЦ, Г.Л. ХАВИН

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ СОСТАВЛЯЮЩИХ СИЛЫ РЕЗАНИЯ ПРИ ТОЧЕНИИ АРМИРОВАННЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Для экспериментальных данных построена статистическая модель с использованием методов регрессионного анализа. Рассмотрены квадратичная и степенная зависимости. Получено, что скорость обработки слабо влияет на величину силы резания. Квадратичная зависимость предпочтительнее, чем степенная для приближения данных. Степенная зависимость удобнее в использовании как аналитическое выражение.

The statistical model which used regression analysis method for experimental data is obtained. The squared relationship and the power law dependant are considered. The cutting speed is weakly influence for the cutting force. The squared relationship is more preference then the power law dependant. The power law dependant is more suitable as an analytical expression.

В работе [1] представлены экспериментальные данные по влиянию режимов резания на составляющую силы резания P_z при точении твердосплавным резцом ВКЗМ стеклопластиков марок ЭФБ-П. Начальные геометрические параметры инструмента принимались: $\alpha = 12^\circ$ - задний угол; $\gamma = 0^\circ$ - передний угол; $\varphi = 45^\circ$ - главный угол в плане; $r_0 = 1$, мм.

Для приведенных данных была построена статистическая модель с использованием методов регрессионного анализа. Экспериментальные данные приближались квадратичной и степенной зависимостями вида

$$P_z = \beta_0 + \beta_1 V + \beta_2 s + \beta_3 t + \beta_{11} V^2 + \beta_{22} s^2 + \beta_{33} t^2 - \text{квадратичная,}$$

$$\ln P_z = \beta_0 + \beta_1 \ln(V) + \beta_2 \ln(s) + \beta_3 \ln(t) - \text{прологарифмированная степенная.}$$

Для квадратичной зависимости было получено оценочное уравнение регрессии

$$\hat{P}_z = -7,531 - 0,02 \cdot V + 52,291 \cdot s + 5,574 \cdot t + 7,56 \cdot 10^{-5} \cdot V^2 - 40,525 \cdot s^2 + 0,042 \cdot t^2.$$

Общий F -критерий равен 287,528, что превышает критическую точку $F(1-\alpha; 6; 10) = 3,217$, при $\alpha = 0,05$, т.е. регрессия существенно значима. Это подтверждается близким к единице значением множественного коэффициента детерминации $R^2 = 0,994$. Для проверки гипотезы о значимости отдельных коэффициентов были рассчитаны t -критерии: $t_0 = 4,341$, $t_1 = 1,235$, $t_2 = 7,365$, $t_3 = 7,139$, $t_{11} = 1,077$, $t_{22} = 3,512$, $t_{33} = 0,31$. После сравнения с критической точкой t -распределения $t(1-\alpha/2, 10) = 2,228$ при $\alpha = 0,05$ было принято решение об исключении из модели члена $\beta_{33} t^2$.

Для модели

$$P_z = \beta_0 + \beta_1 V + \beta_2 s + \beta_3 t + \beta_{11} V^2 + \beta_{22} s^2 + \varepsilon$$

оценочное уравнение регрессии имеет вид

$$\hat{P}_z = -7,855 - 0,02 \cdot V + 52,614 \cdot s + 5,811 \cdot t + 7,159 \cdot 10^{-5} V^2 - 41,133 \cdot s^2.$$

Общий F -критерий равен 375,901, что превышает критическую точку $F(1-\alpha; 5; 11) = 3,204$, при $\alpha = 0,05$, т.е. регрессия существенно значима. Множественный коэффициент детерминации $R^2 = 0,994$. Для проверки гипотезы о значимости отдельных коэффициентов были рассчитаны t -критерии: $t_0 = 5,919$, $t_1 = 1,253$, $t_2 = 7,82$, $t_3 = 38,893$, $t_{11} = 1,083$, $t_{22} = 3,776$. После сравнения с критической точкой t -распределения $t(1-\alpha/2, 11) = 2,201$ при $\alpha = 0,05$ было принято решение об исключении из модели члена $\beta_{11} V^2$.

Для модели

$$P_z = \beta_0 + \beta_1 V + \beta_2 s + \beta_3 t + \beta_{22} s^2 + \varepsilon$$

оценочное уравнение регрессии таково

$$\hat{P}_z = -8,778 - 3,366 \cdot 10^{-3} \cdot V + 54,098 \cdot s + 5,779 \cdot t - 43,927 \cdot s^2.$$

Общий F -критерий равен 462,943, что превышает критическую точку $F(1-\alpha; 4; 12) = 3,259$, при $\alpha = 0,05$, т.е. регрессия существенно значима. Множественный коэффициент детерминации равен $R^2 = 0,994$. Для проверки гипотезы о значимости отдельных коэффициентов были рассчитаны t -критерии: $t_0 = 8,575$, $t_1 = 0,744$, $t_2 = 8,154$, $t_3 = 39,193$, $t_{22} = 4,122$. После сравнения с критической точкой t -распределения $t(1-\alpha/2, 12) = 2,179$ при $\alpha = 0,05$ было принято решение об исключении из модели члена $\beta_1 V$.

Для модели

$$P_z = \beta_0 + \beta_1 V + \beta_2 s + \beta_3 t + \beta_{22} s^2 + \varepsilon$$

оценочное уравнение регрессии имеет вид

$$\hat{P}_z = -9,114 + 54,01 \cdot s + 5,781 \cdot t - 43,763 \cdot s^2.$$

Общий F -критерий равен 639,018, что превышает критическую точку $F(1-\alpha; 3; 13) = 3,411$, при $\alpha = 0,05$, т.е. регрессия существенно значима. Множественный коэффициент детерминации равен $R^2 = 0,993$. Для проверки гипотезы о значимости отдельных коэффициентов были рассчитаны t -критерии: $t_0 = 10,09$, $t_2 = 8,286$, $t_3 = 39,902$, $t_{22} = 4,18$, что

говорит о значимости всех коэффициентов, так как критическая точка t - распределения $t(1-\alpha/2, 13) = 2,16$.

График распределения остатков в зависимости от предсказываемых значений отклика, представленный на рис.1, не позволяет выявить какую-либо закономерность, поэтому модель $\hat{P}_z = -9,114 + 54,01 \cdot s + 5,781 \cdot t - 43,763 \cdot s^2$ может использоваться для прогнозирования.

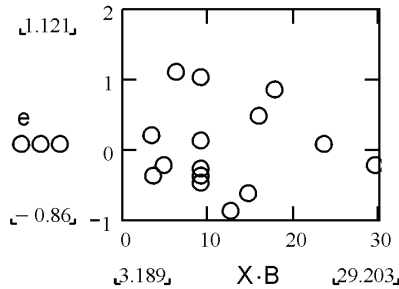


Рис. 1 - График распределения остатков в зависимости от предсказываемых значений

отклика для модели вида $P_z = \beta_0 + \beta_2 s + \beta_3 t + \beta_{22} s^2 + \varepsilon$

Если постулируется модель

$$P_z = \beta_0 V^{\beta_1} s^{\beta_2} t^{\beta_3} \varepsilon,$$

которая является внутренне линейной, то она может быть линеаризована, например, логарифмированием по натуральному основанию

$$\ln P_z = \beta_0 + \beta_1 \ln(V) + \beta_2 \ln(s) + \beta_3 \ln(t) + \ln(\varepsilon).$$

В этом случае полагается, что отклонение логарифма каждой величины y_i от ее математического ожидания представляет собой нормально распределенную случайную величину с математическим ожиданием равным нулю и дисперсией равной σ^2 , т.е. $\ln(\varepsilon_i) \sim N(0, \sigma^2)$. Это допущение вводится для того, чтобы не нарушались предпосылки регрессионного анализа. Статистический анализ полученного оценочного уравнения регрессии проводится для преобразованной модели.

Для модели вида

$$\ln P_z = \beta_0 + \beta_1 \ln(V) + \beta_2 \ln(s) + \beta_3 \ln(t) + \ln(\varepsilon)$$

было получено оценочное уравнение регрессии

$$\widehat{\ln(P_z)} = 3,353 - 0,053 \cdot \ln(V) + 0,851 \cdot \ln(s) + 0,951 \cdot \ln(t).$$

Общий F - критерий равен 159,594, что превышает критическую точку $F(1-\alpha; 3; 13) = 3,411$, при $\alpha = 0,05$, т.е. регрессия существенно значима. Множественный коэффициент детерминации равен $R^2 = 0,974$. Для

проверки гипотезы о значимости отдельных коэффициентов были рассчитаны t - критерии: $t_0 = 10,759$, $t_1 = 0,828$, $t_2 = 13,403$, $t_3 = 17,368$. После сравнения с критической точкой t - распределения $t(1-\alpha/2, 13) = 2,16$ при $\alpha = 0,05$ было принято решение об исключении из модели члена $\beta_1 \ln(V)$.

Для модели вида

$$\ln P_z = \beta_0 + \beta_2 \ln(s) + \beta_3 \ln(t) + \ln(\varepsilon)$$

было получено оценочное уравнение регрессии

$$\widehat{\ln(P_z)} = 3,11 + 0,851 \cdot \ln(s) + 0,95 \cdot \ln(t).$$

Общий F - критерий равен 244,526, что превышает критическую точку $F(1-\alpha; 2; 14) = 3,739$, при $\alpha = 0,05$, т.е. регрессия существенно значима.

Множественный коэффициент детерминации равен $R^2 = 0,972$. Для проверки гипотезы о значимости отдельных коэффициентов были рассчитаны t - критерии: $t_0 = 29,918$, $t_2 = 13,552$, $t_3 = 17,552$, что говорит о значимости всех коэффициентов, так как критическая точка t - распределения равна $t(1-\alpha/2, 14) = 2,145$.

График распределения остатков в зависимости от предсказываемых значений отклика, представленный на рис.2, не позволяет усмотреть какую-либо неадекватность в представлении преобразованных данных полученным уравнением регрессии.

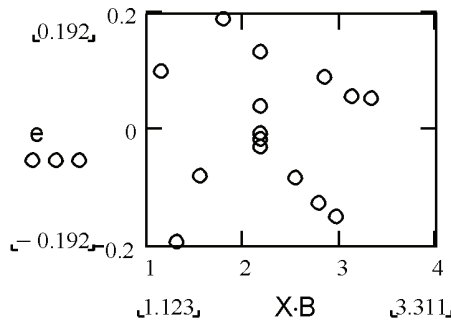


Рис. 2 - График распределения остатков в зависимости от предсказываемых значений отклика для модели вида $\ln P_z = \beta_0 + \beta_2 \ln(s) + \beta_3 \ln(t) + \ln(\varepsilon)$

Анализируя полученные результаты по видам моделей можно сделать следующие выводы: скорость движения детали очень слабо влияет на осевую составляющую силы резания; квадратичная модель предпочтительнее чем степенная, так как использует не преобразованные данные и обеспечивает большее чем в два раза значение общего F - критерия значимости регрессии.

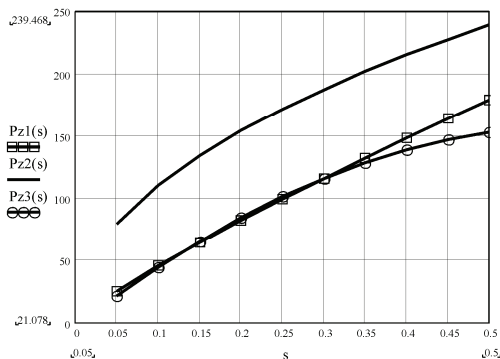


Рис. 3 – Графики зависимости составляющей силы резания P_z , Н стеклопластика ЭФБ-П от подачи S , мм/об для глубины резания $t=1,5$ мм и скорости $V=100$ мм/мин: $Pz1(s)$ - степенная; $Pz2(s)$ - степенная из работ [4,5]; $Pz3(s)$ - квадратичная.

На рис.3 можно видеть существенное расхождение значений составляющей силы резания P_z , вычисленных непосредственно по экспериментальным данным для стеклопластика ЭФБ-П и по обобщенным формулам для точения стеклопластиков [4,5]. Данное обстоятельство влечет за собой расхождение при определении величины износа в процессе работы инструмента и, следовательно, стойкости инструмента.

Таким образом, в отличие от точения металлических материалов, обобщенные формулы для величины силы резания при точении стеклопластиков следует применять с большой осторожностью. Применение соотношений силы для силы резания при обработке конкретного материала в прогнозировании изнашивания инструмента по задней поверхности может быть только при использовании экспериментальных данных для этой величины.

Работа выполнена в рамках проекта М2306 финансируемого министерством образования и науки Украины.

Список литературы: 1. Руднев А.В., Королев А.А. Обработка резанием стеклопластиков.- М.: Машиностроение, 1969.- 119 с. 2. Горячева И.Г., Добычин М.Н. Контактные задачи в трибологии.- М.: Машиностроение, 1988.- 256 с. 3. Семко М.Ф., Сустан Г.К., Дрожжин В.И. Обработка резанием электроизоляционных материалов. – М.: Энергия, 1974.- 176 с. 4. Штучный Б.П. Обработка резанием пластмасс. – М.: Машиностроение, 1974.- 144 с. 5. Степанов А.А. Обработка резанием высокопрочных композиционных полимерных материалов. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987.- 176 с. 6. Буловский П.И., Петрова Н.А. Механическая обработка стеклопластиков. – Л.: Машиностроение, 1969.- 152 с. 7. Тихомиров Р.А., Николаев В.И. Механическая обработка пластмасс. – Л.: Машиностроение, 1975.- 206 с.

Надійшла до редколегії 21.04.08

П.М. АНДРЕНКО, В.В. КЛІТНОЙ, В.М. МАКУХІН

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛА НА ВИТРАТУ РІДИНИ В КІЛЬЦЕВІЙ ЩІЛИНІ

Отримана математична залежність для визначення витрати рідини в кільцевій щілині яка утворена циліндричною трубою всередині якої розміщено вал, який обертається. Проведені аналітичні дослідження впливу частоти обертання вала, перепаду тиску на щілині, геометричних розмірів на витрату рідини в ній.

При математичному описі гідродинамічних процесів у гідравлічних елементах та пристроях виникає необхідність визначення витрати рідини у кільцевій щілині яка утворена циліндричною трубою всередині якої розміщено вал, який обертається з кутовою швидкістю ω . Вирішення цієї задачі лежить в площині розв'язання рівнянь, що описують рух в'язкої нестисливої рідини між близько розташованими поверхнями, одна з яких рухається.

Такі задачі розглядалися багатьма авторами [1, 2], при цьому обґрунтовано приймали, що рух робочої рідини (РР) через малі щілини, гідравлічних апаратів та пристроїв, ламінарний [3], а її об'ємні властивості стали. Приймали, що РР однорідна та ізотропна [4]. Так як, зазвичай, в гідравлічних апаратах висота щілини значно менша від її довжини (рис. 1 а), початковою ділянкою, на якій відбувається формування профілів швидкостей, нехтували. Вважали, що товщина стінок трубу, яка визначена з умови міцності, достатньо велика, це дозволяє вважати, що її діаметр не залежить від внутрішнього тиску, а пружні властивості враховувати приведеним об'ємним модулем пружності РР. Приймали, що кавітація відсутня, немає розриву РР. Вважали також, що в гідроагрегаті відсутній гідравлічний удар і швидкість звуку в РР – a , з урахуванням пружних властивостей трубопроводу, є величиною сталою та значно більша від швидкості руху РР. Вважали РР ньютонівською, а її течію – ізотермічною.

Рівняння руху РР у кільцевій щілині, яка утворена циліндричною трубою всередині якої розміщено вал, описується рівнянням Нав'є-Стокса для нестационарної течії в'язкої рідини в круглій трубі, в циліндричній системі координат, яка в проекції на вісь z [2]

$$\begin{aligned} & \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} = \\ & = P_z - \frac{1}{c} \frac{\partial p}{\partial z} + \mu_t \left[\frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} \right], \end{aligned} \quad (1)$$

де u_z , u_r і u_θ – швидкості РР по координатним осям; x , y і z – осі координат; t – час; ν_t – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР; r – радіус; ρ – густина РР; θ – координатний кут; P_z – масова сила, яка припадає на одиницю маси рідини і має розмірність прискорення.

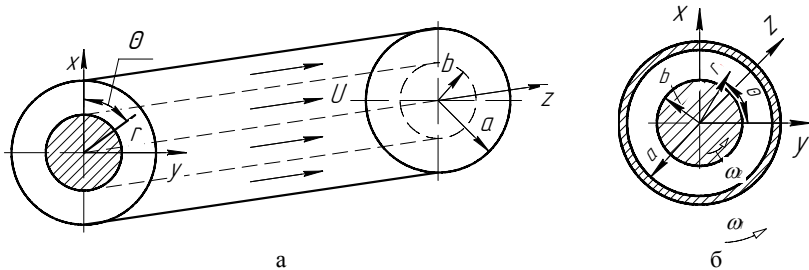


Рис. 1. Схема течії РР: а - між двома циліндричними трубами; б - між двома циліндрами, що обертаються

Рівняння нерозривності [2]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} (\rho r u_r) + \frac{\partial}{\partial u} (\rho u_\theta) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho r u_z) \right] = 0. \quad (2)$$

Вважали, що течія РР вісесиметрична і одномірна, так як $u_z \gg u_r$, знехтуємо рухом у радіальному $u_r \approx 0$ та круговому $u_\theta = 0$ напрямку, в порівнянні з рухом уздовж осі трубопроводу.

Розглядали течію РР у кільцевій щілині, яка утворена циліндричною трубою всередині якої розміщено вал, який обертається з кутовою швидкістю ω , для гідравлічного захисту занурювальних електродвигунів.

Проведемо оцінку масової сили у рівнянні (1) у порівнянні з членом $\frac{\partial u_z}{\partial t}$, який виражає локальне прискорення. Для чого скористаємося

методикою, наведеною у роботі [5]. Масова сила, яка припадає на одиницю маси рідини, визначалась силою ваги РР (прискоренням вільного падіння).

Порядок (Π) масової сили, яка припадає на одиницю маси рідини, становить прискорення вільного падіння, порядок члена $\frac{\partial u_z}{\partial t} - \Pi(\partial u_z / \partial t) = u_z a / l$,

де через l позначена характерна довжину уздовж осі трубопроводу (довжина пробігу хвиль збурення).

$$\Pi[(g): \partial u_z / \partial t] = (g) l / u_z a, \quad (3)$$

Розрахунки за формулою (3) показали, що $\Pi[(g): \partial u_z / \partial t]$ становить 0,108. Таким чином масовою силою в рівнянні (1) можна знехтувати.

Похибка при нехтуванні масовою силою не перевершить 0,1%. Аналогічне припущення приймає і більшість дослідників, [2, 5 - 8].

За методикою наведеною у роботі [5], проведемо оцінку члена рівняння

(1) $u_z \frac{\partial u_z}{\partial z}$, який виражає конвективне прискорення, у порівнянні з

локальним $-\frac{\partial u_z}{\partial t}$. Проведемо оцінку порядку цих членів

$$\Pi(u_z \partial u_z / \partial z : \partial u_z / \partial t) = u_z^2 / l : u_z a / l = u_z / a .$$

Ураховуючи, що у кільцевій щілині, яка утворена циліндричною трубою всередині якої розміщено вал, завжди виконується умова $u_z \ll a$, тоді $\Pi(u_z \partial u_z / \partial z : \partial u_z / \partial t) = 0,09749$, отже, членом рівняння Нав'є-Стокса, що виражає конвективне прискорення, можна знехтувати. При цьому похибка в розрахунках, від нехтування членом рівняння Нав'є-Стокса, яке виражає конвективне прискорення, при розгляді процесів, що відбуваються у кільцевій щілині яка утворена циліндричною трубою всередині якої розміщено вал, становитиме 0,79.

Оцінку членів, які враховують у рівнянні (1) дію в'язкості РР, проведемо за методикою наведеною у роботі [3]. Оцінимо порядок членів $\Pi(\partial^2 u_z / \partial z^2) = u / l^2$, та $\Pi(\partial^2 u_z / \partial r^2) = u_z / r^2$. Підставляючи чисельні дані отримали:

$$\Pi(\partial^2 u_z / \partial z^2) = 2670; \quad \Pi(\partial^2 u_z / \partial r^2) = 33127,7.$$

Таким чином членом $\partial^2 u_z / \partial z^2$ у рівнянні (1) можна знехтувати. Похибка в розрахунках при цьому становитиме для процесів, що відбуваються в кільцевій щілині яка утворена циліндричною трубою всередині якої розміщено вал – 2,8 %. Приймали густину РР сталю, рівною середньому її значенню при роботі гідроагрегата. Враховуючи вищенаведене, рівняння Нав'є-Стокса та нерозривності запишуться у вигляді, аналогічному, як у роботі [2]

$$\frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \right] = -\frac{\Delta p}{\mu l}; \quad \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0, \quad (4)$$

де Δp – перепад тиску на щілині; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості РР.

Ламінарний рух РР між співвісними циліндрами, що обертаються, при припущенні що лінії течії мають вигляд кола ($u_r = 0$), а течія відбувається в площині ($u_x = 0$) та є усталеною ($\partial u / \partial t = 0$), див. рис. 1 б, визначається з рівнянь Нав'є-Стокса та нерозривності [2]

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + v_t \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\omega}{\partial \theta} &= \frac{u_\omega^2}{r}; \\ \frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + v_t \left(\frac{\partial^2 u_\omega}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\omega}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 u_\omega}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_\omega}{\partial x^2} - \frac{u_\omega}{r^2} \right) &= \frac{u_\omega}{r} \frac{\partial u_\omega}{\partial \theta}; \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} &= 0; \quad \frac{\partial u_\omega}{\partial \theta} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

де u_ω – швидкість РР, яка викликана обертанням вала.

З системи рівнянь (5), визначалось дотичне напруження

$$\tau = -\mu \frac{2a^2 b^2}{r^2} \frac{\omega}{a^2 - b^2}, \quad (6)$$

де a і b – відповідно радіус труби і вала.

Прирівнюючи дотичне напруження (6), дотичному напруженню, визначеному згідно відомої формули Ньютона, отримали залежність для визначення розподілу швидкості РР викликаною обертанням вала

$$u_\omega = \frac{2a^2 b^2 \omega}{a^2 - b^2} \left(\frac{1}{a} - \frac{1}{r} \right). \quad (7)$$

З залежності (7) отримали середню швидкість РР, яка викликана обертанням вала

$$u_{\omega \text{ ср}} = \frac{4a^2 b^2 \omega}{(a+b)(a^2 - b^2)} \left[\frac{a-b}{a} - (\ln a - \ln b) \right]. \quad (8)$$

Середню швидкість РР, для її течії у кільцевій щілині яка утворена циліндричною трубою всередині якої розміщено вал і яка викликана перепадом тиску знаходили з розв'язуючи рівняння (4), по аналогії з [2]

$$u_{z \text{ ср}} = \frac{\Delta p}{8\mu l} \left[a^2 + b^2 - \frac{(a^2 - b^2)}{\ln \frac{a}{b}} \right]. \quad (9)$$

Швидкості u_z і u_ω направлені під кутом 90° , отже сумарна швидкість РР в кільцевій щілині

$$u_\Sigma = \sqrt{u_{z \text{ ср}}^2 + u_{\omega \text{ ср}}^2}. \quad (10)$$

Помноживши сумарну швидкість РР у кільцевій щілині на $\pi(a^2 - b^2)$ – площу щілини, отримали залежність для визначення витрати в ній

$$Q = \pi(a^2 - b^2) \sqrt{\frac{\Delta p^2}{64\mu^2 l^2} \left[a^2 + b^2 - \frac{(a^2 - b^2)}{\ln \frac{a}{b}} \right]^2 + \frac{4a^4 b^4 \omega^2 \left[\frac{a-b}{a} - (\ln a - \ln b) \right]^2}{(a-b)^2 (a^2 - b^2)^2}}. \quad (11)$$

Зауважимо, що витрата у кільцевій щілині яка утворена циліндричною трубою всередині якої розміщено вал, який обертається, залежать від багатьох факторів, а саме від геометричних розмірів щілини (радіального проміжку, довжини), перепаду тиску, коефіцієнта кінематичної в'язкості РР, співвісного розміщення вала в трубі та інших. Відмітимо, що несиметричне розташування вала в трубі може бути враховано коефіцієнтом значення якого згідно роботи [9] знаходиться в межах від 1 до 2,5.

В пакеті прикладних програм знаходили витрату РР у кільцевій щілині, яка утворена циліндричною трубою всередині якої розміщено вал, який обертається, для гідравлічного захисту занурювальних електродвигунів, при наступних параметрах: радіус труби $a = 14,2$ мм; радіус вала $b = 14$ мм, який у дослідженнях змінювали в діапазоні від 14, 0 мм до 14,15 мм; довжина щілини $l = 450$ мм; частота обертання вала $\omega = 3000 \frac{\text{об}}{\text{с}}$; перепад тиску на щілині $\Delta p = 0,2$ МПа, який у дослідженнях змінювали в діапазоні від 0,1 МПа до 0,6 МПа. Установлено, що суттєвий вплив на величину витрати мають частота обертання вала (рис. 3 а) та ширина щілини (рис.4). Перепад тиску на щілині, у межах у яких він розглядався, на витрату крізь неї має незначний вплив.

подавали на вхід ступінчатий вплив, у вигляді перепаду тиску, отримували графіки перехідних процесів у кільцевій щілині (рис. 4). Установлено, у незалежності від перепаду тиску на щілині, частоті обертання вала та його радіусу, перехідний процес має ступінчатий характер, тобто вхідний сигнал передається через щілину миттєво.

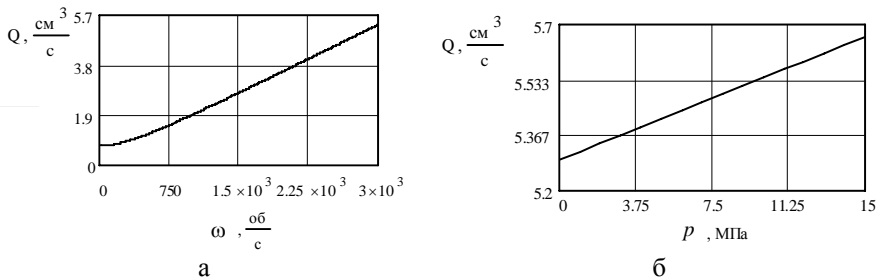


Рис. 3. Зміна витрати рідини у кільцевій щілині, яка утворена циліндричною трубою всередині якої розміщено вал, який обертається, в залежності: а – частоти обертання вала; б – перепаду тиску на щілині

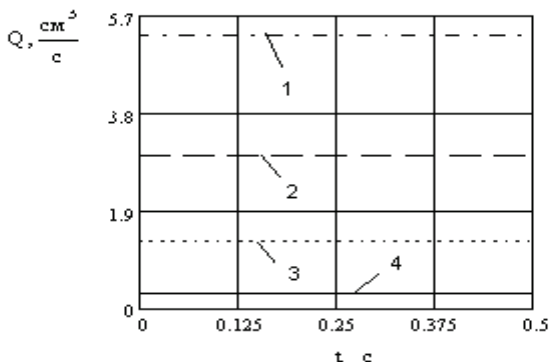


Рис. 4. Графіки переходних процесів у кільцевій щілині, яка утворена циліндричною трубою всередині якої розміщено вал, який обертається, в залежності від радіусу вала: 1 – 14 мм; 2 – 14,05 мм; 3 – 14,1 мм; 4 – 14,15 мм

Висновки. Отримана математична залежність для визначення витрати рідини в кільцевій щілині яка утворена циліндричною трубою всередині якої розміщено вал, який обертається, і яка уточнює існуючу математичну модель гідравлічного захисту занурювальних електродвигунів. Проведені аналітичні дослідження впливу частоти обертання вала, геометричних розмірів та перепаду тиску на щілині, для гідравлічного захисту занурювальних електродвигунів, на витрату рідини в ній, дозволили встановити, що вхідний сигнал передається через щілину миттєво, а найбільший вплив на неї має ширину щілини та частота обертання валу. Отримані результати дозволять обґрунтовано проводити вибір конструктивних параметрів щілини.

Список літератури: 1. Бодяков Г. И. Нестационарное течение вязкой несжимаемой жидкости между двумя цилиндрами // Инж.- физ. Журнал. – 1965. – т. 8. – №1. – С. 41 – 47. 2. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика: Учебник. – М.: Машиностроение, 1987. – 440 с. 3. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро - и пневмосистем. – 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1987.- 464 с. 4. Лурье З. Я., Лищенко И. Г. Скорость течения вязкой жидкости в постоянном зорезе узла поршень- цилиндр объемной гидромашины // Вестник ХГПУ. – Харьков: ХГПУ. – 1999. – Вып. 85. – С. 66 -73. 5. Лямаев Б.Ф., Небольский Г.П., Нелобов В.А. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ. Под ред. Б. Ф. Лямаева. – Л.: Машиностроение, 1978. – 192 с. ил., табл. – Библиогр.: с. 185 – 189. 6. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973.– 847 с.: ил., табл. 7. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-техн. лит., 1986. – 368 с.: ил., табл. – Библиогр.: с. 353 – 363. 8. Темнов В.К. Волновые процессы в гидросистемах: Учеб. пособие – Челябинск: ЧПИ, 1981. – 81с. 9. Никитин Г. А., Ипатов А. М. Утечки через уплотнения малой длины // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. Вып. 6. - К.: Техника, 1970. С. 81–86.

Поступила до редколегії 12.03.08

Г. А. КРУТИКОВ

УНИВЕРСАЛЬНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ СВОБОДНОПРОГРАММИРУЕМОГО ПНЕВМОПРИВОДА С ДИСКРЕТНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Представлена универсальная пневматическая схема пневмопривода. Разработана математическая модель пневмопривода с дискретным управлением, позволяющая осуществлять машинный эксперимент с помощью ЭВМ и выбирать наиболее оптимальные параметры привода и алгоритмы их управления.

The universal pneumatic circuit of a pneumodrive is submitted. The mathematical model of a pneumodrive with the discrete management is developed, allowing to carry out machine experiment with the help of the computer and to choose the optimal parameters of a drive and algorithms of their management.

В работе [1] была предложена стратегия адаптивного управления многопозиционным пневмоприводом, основанная на трехэтапном режиме торможения с постоянной коррекцией координат торможения.

Для анализа процесса позиционирования, с помощью изложенного метода, разработана универсальная математическая модель и программа расчета на ЭВМ, которые позволяют в безразмерной и размерной формах рассчитывать переходные процессы позиционирования при идентичных условиях функционирования для разных схем приводов.

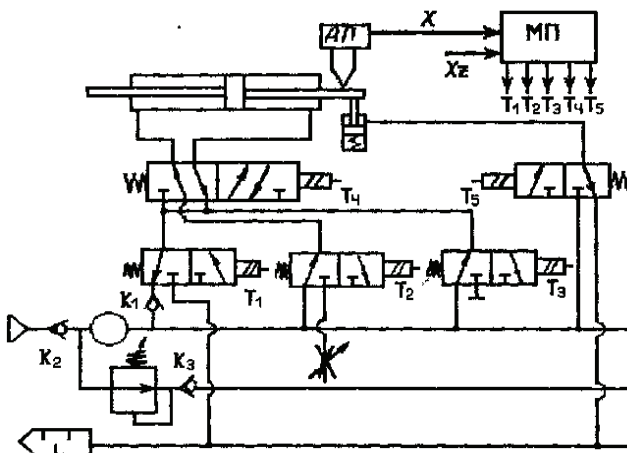


Рис. 1. Универсальная схема свободнопрограммируемого пневмопривода
Наиболее универсальная схема дискретного управления [2]
представлена на рис. 1. Эта схема, как показано в работе [3], наряду с

хорошими динамическими характеристиками, является, кроме того, энергосберегающей схемой. Обладая большой универсальностью, схема позволяет создавать разные коммутационные ситуации во всех фазах движения пневмопривода.

Математическая модель данного привода должна обладать большой гибкостью, позволяющей достаточно легко переходить от одного алгоритма управления к другому. Модель строится на основании уравнений термодинамики тела переменной массы с использованием безразмерной формы записи.

$$\begin{aligned}
 \frac{dM}{d\tau} &= F(1) = z_0 S_0 \varphi(I_0); \\
 \frac{d\sigma_T}{d\tau} &= \frac{K}{W} [F(1) + S_z \varphi(I_T)]; \\
 \frac{d\sigma_1}{d\tau} &= \frac{K}{\xi_{01} + \xi} \left[s_1 z_1 \varphi(I_1) - \sigma_1 \frac{d\xi}{d\tau} \right]; \\
 \frac{d\Theta_1}{d\tau} &= \frac{\Theta_1}{\sigma_1} \frac{d\sigma_1}{d\tau} + \frac{\Theta_1}{\xi_{01} + \xi} \frac{d\xi}{d\tau} + S_a z_1 \frac{\varphi(I_1)}{\xi_{01} + \xi}; \\
 \frac{d\sigma_2}{d\tau} &= -\frac{K}{\xi_{02} + 1 - \xi} \left[\frac{S_2 Z_2 \varphi(I_2)}{\Pi_{21}^f} - \sigma_2 \frac{d\xi}{d\tau} \right]; \\
 \frac{d\Theta_2}{d\tau} &= \frac{\Theta_2}{\sigma_2} \frac{d\sigma_2}{d\tau} - \frac{\Theta_2}{\xi_{02} + 1 - \xi} \frac{d\xi}{d\tau} + S_2 z_b \frac{\varphi(I_2)}{\xi_{02} + 1 - \xi}; \\
 \frac{d\xi}{d\tau} &= \bar{V}; \\
 \frac{d\bar{V}}{d\tau} &= B \left(\sigma_1 - \sigma_2 \Pi_{21}^f - \chi \right),
 \end{aligned} \tag{1}$$

где σ_1 , σ_2 , Θ_1 , Θ_2 , ξ , $\frac{d\xi}{d\tau}$, τ – соответственно безразмерные давления и температуры в левой и правой полостях цилиндра, перемещение и скорость поршня, безразмерное время [4]. σ_T – безразмерное давление в емкости, $\bar{M} = \frac{M}{M_p}$ – безразмерное массовое количество воздуха, поданного из сети в

емкость, $M_p = \frac{F_1 L}{p_M} R T_M$ – базовая единица массы газа, равная массе,

необходимой для заполнения рабочего объема цилиндра FL воздухом с магистральным давлением p_M , F_1 – площадь поршня, L – полный ход поршня, R – газовая постоянная, T_M – температура воздуха в питающей магистрали.

Критериями динамического подобия являются B и χ . Базовая единица времени – t_6 .

$$B = \frac{P_M F_1}{Lm} t_0^2; t_0 = \frac{F_1 L}{f_1^3 a_M}; \chi = \frac{P}{P_M F_1}, \quad (2)$$

где B – критерий инерционной разгрузки, численно равный отношению максимальной (индикаторной) силе, развиваемой поршнем к силе инерции при базовом ускорении $\frac{L}{t_0^2}$. Базовая единица времени численно равна времени заполнения рабочего объема цилиндра $F_1 L$ несжимаемой средой, движущейся со скоростью звука $a_M = \sqrt{KRT_M}$ через отверстие, равное эффективной площади впускного тракта f_1^3 .

Сложность использования безразмерных уравнений для анализа схем пневмоприводов, у которых в процессе срабатывания меняется структура коммутационных связей, заключается, прежде всего, в изменении эффективных площадей f_1^3 и f_2^3 впускного и выпускного трактов. Это приводит к изменению базовой единицы времени t_0 и основного критерия подобия B , что существенно затрудняет сравнение разных схем пневмоприводов. Поэтому, в обобщенной математической модели базовую единицу времени целесообразно относить к некоторой базовой структуре, состоящей из пневмоцилиндра и одного распределителя, а снижение пропускной способности других схем, обусловленное наращиванием пневмоаппаратов, учитывается коэффициентом (коррективом) z . Математическая модель (1) универсальна и позволяет автоматизировать процесс вычисления на ЭВМ переходного процесса приводов с различными структурами, в зависимости от программы управления клапанами $T_1 \div T_4$. Причем, $T_1 \div T_4$ рассматриваются как булевы переменные, описывающие состояние переменных (1 – ток на электромагнит подан, 0 – ток отсутствует).

Для моделирования разных структур и алгоритмов их управления вводятся логическо-алгебраические функции $S_z, S_1, S_2, S_a, S_b, Z_1, Z_2$. Именно с помощью этих функций моделируется все многообразие структур приводов и коммутационных связей в них. Безразмерные давления в объектах коммуникации для левой и правой полостей цилиндра обозначим соответственно σ_L и σ_P .

Коррективы Z_0, Z, Z_1 и Z_2 иммитируют, как указано выше, процесс дискретного изменения пропускной способности магистралей, в зависимости от состояния обратных клапанов и распределителей: изменение пропускной способности за счет наращивания одного подобного распределителя дает

$$Z \cong \frac{1}{\sqrt{2}} = 0,71, \quad \text{добавление обратного клапана с аналогичным}$$

распределителю условным проходом приводит к появлению звена $Z \cong 0,77$.

Функции S_z, S_1, S_2, S_a, S_b позволяют производить дискретное изменение структуры правых частей первых шести дифференциальных уравнений системы (1), в связи с переходом от опорожнения к заполнению и наоборот.

Применительно к рассматриваемой на рис. 1 схеме пневмопривода идентифицирующие её параметры имеют вид:

$$\begin{aligned}
 I_0 &= \sigma_T; I_T = \left(\bar{T}_2\bar{T}_3 + T_3\bar{T}_1\right) \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_T}\right)^{\text{sign}(\sigma_T - \sigma_1)} + \left(\bar{T}_3\bar{T}_1 + T_3T_1\right) \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_T}\right)^{\text{sign}(\sigma_T - \sigma_2)} + \\
 &+ T_2 \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_K}\bar{T}_3 + \frac{\sigma_2}{\sigma_K}T_3\right); I_1 = \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_L}\right)^{\text{sign}(\sigma_L - \sigma_1)}; I_2 = \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_p}\right)^{\text{sign}(\sigma_p - \sigma_2)}; \\
 \sigma_L &= \bar{T}_3\bar{T}_2\sigma_T + \bar{T}_3T_2\sigma_K + T_1T_3\sigma_a; \sigma_p = \bar{T}_3\bar{T}_1\sigma_T + T_3\bar{T}_2\sigma_T + \bar{T}_3T_1\sigma_a + T_3T_2\sigma_K; \\
 I_0 &= 0,77; Z_1 = 0,71 \cdot \bar{T}_3 + 0,48 \cdot T_3\bar{T}_1 \frac{1 + \text{sign}(\sigma_1 - \sigma_T)}{2} + 0,48 \cdot T_3T_2; \\
 Z_2 &= 0,71 \cdot T_3 + 0,48 \cdot \bar{T}_3T_1 \frac{1 + \text{sign}(\sigma_L - \sigma_T)}{2} + 0,71 \cdot \bar{T}_3T_1; s_0 = \frac{1 + \text{sign}(1 - \sigma_T)}{2}; \\
 S_z &= -0,71 \cdot \bar{T}_2\sigma_T - 0,71 \cdot \sigma_K T_2 + 0,48 \cdot \bar{T}_1 \left(T_3 \frac{1 + \text{sign}(\sigma_1 - \sigma_T)}{2} \sqrt{\theta_1\sigma_1} + \right. \\
 &\quad \left. + \bar{T}_3 \frac{1 + \text{sign}(\sigma_2 - \sigma_T)}{2} \sqrt{\theta_2\sigma_2}\right); \\
 S_1 &= \frac{1 + \text{sign}(\sigma_L - \sigma_1)}{2} \sigma_T - \frac{1 + \text{sign}(\sigma_2 - \sigma_T)}{2} \sqrt{\theta_2\sigma_2}; \\
 S_2 &= -\frac{1 + \text{sign}(\sigma_p - \sigma_2)}{2} \sigma_T + \frac{1 + \text{sign}(\sigma_2 - \sigma_p)}{2} \sqrt{\theta_2\sigma_2}; \\
 S_a &= -\frac{1 + \text{sign}(\sigma_L - \sigma_1)}{2} \theta_1^2 + \frac{1 + \text{sign}(\sigma_1 - \sigma_L)}{2} \sqrt{\theta_1\sigma_1}; \\
 S_b &= -\frac{1 + \text{sign}(\sigma_p - \sigma_2)}{2} \theta_2^2 + \frac{1 + \text{sign}(\sigma_2 - \sigma_p)}{2} \theta_2 \sqrt{\theta_2}.
 \end{aligned}$$

Расходная функция $\varphi(I)$ записывается в виде нестандартной функции одной переменной – I (отношение давлений на концах сопротивления), с учетом, как надкритического, так и докритического течения:

$$\varphi(I) = \frac{1 + \text{sign}(I - 0,528)}{2} \sqrt{\frac{2}{k-1}} \left(I^{1,43} - I^{1,71}\right) + 0,579 \frac{1 - \text{sign}(I - 0,528)}{2}. \quad (3)$$

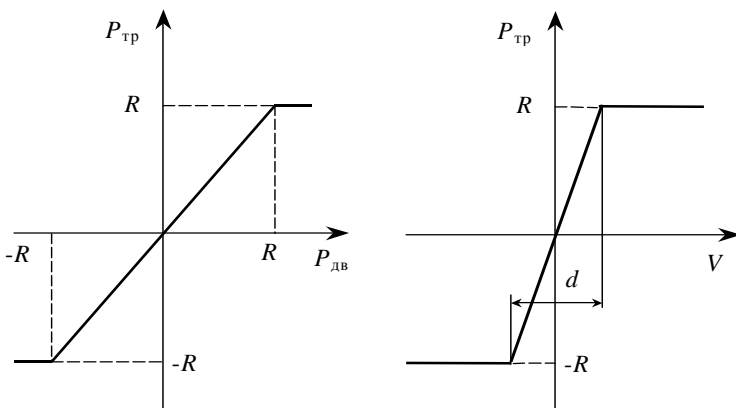


Рис. 2. Зависимость силы трения от движущей силы и скорости

Для пневматических транспортных приводов в качестве силы статического сопротивления, определяющей безразмерный критерий статической нагрузки χ , чаще всего, приходится учитывать силу сухого трения. Кроме того, эта сила является одним из основных факторов, влияющих на статическую точность позиционирования. Особенностью этой силы является то, что при знакопеременном характере движения, сила сухого трения имеет разрывный характер и её трудно моделировать при использовании шаговых методов численного интегрирования. Поэтому, для описания этого существенно-нелинейного фактора была использована аппроксимация функции $P_{тр}(V)$ линейной функцией с некоторым угловым коэффициентом (рис. 2) и в математическую модель она вводилась в виде достаточно сложного логического оператора:

$$P_{тр} = \begin{cases} R \operatorname{sign} V \text{ при } |P_{дв}| > R \text{ и } \left| V + \frac{d}{2} \operatorname{sign} P_{дв} \right| > \frac{d}{2}. \\ 2R \frac{V}{d} + R \operatorname{sign} P_{дв} \text{ при } |P_{дв}| > R \text{ и } \left| V + \frac{d}{2} \operatorname{sign} P_{дв} \right| \leq \frac{d}{2}. \\ R \operatorname{sign} V \text{ при } |P_{дв}| \leq R \text{ и } \left| V + \frac{d}{2} \frac{P_{дв}}{R} \right| > \frac{d}{2}. \\ 2R \frac{V}{d} + P_{дв} \text{ при } |P_{дв}| \leq R \text{ и } \left| V + \frac{d}{2} \frac{P_{дв}}{R} \right| \leq \frac{d}{2}. \end{cases}, \quad (4)$$

где $P_{тр}$ – текущее значение силы сухого трения; R – сила трения страгивания; V – скорость движения; $P_{дв} = P_1 F_1 - P_2 F_2$ – движущая сила; d – число, определяющее угол наклона $P_{тр}(V)$. Если, кроме трения, другая статическая нагрузка отсутствует, то

$$\chi = \frac{P_{\text{тр}}}{P_M F_1} \quad (5)$$

Алгоритм управления пневмораспределителями $T_1 \div T_4$, состояние которых инициирует работу математической модели (1), представлен в [1].

На рис. 3 представлены результаты расчета переходного процесса в пневмоприводе, где используется алгоритм трехэтапного движения с отработкой на последнем этапе наклонной линией переключения.

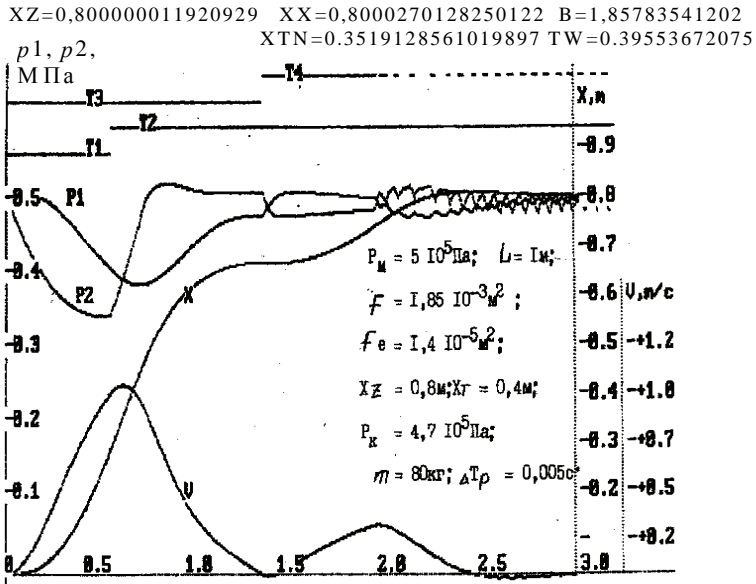


Рис. 3. Результаты численного интегрирования на ЭВМ для пневмопривода, работающего по схеме №4 при $K_1 = 0,1975$ с и $K_p = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{Н}$

Представленная универсальная математическая модель может быть очень полезна при проектировании свободнопрограммируемых пневмоприводов с микропроцессорным управлением.

Список литературы: 1. Крутиков Г. А., Хмелевская О. Г. Повышение быстродействия и точности позиционирования многопозиционного пневмопривода за счет адаптивного микропроцессорного управления. // Вестник ХГПУ. – 1999. – Вып. 49. С. 95 – 102. 2. Крутиков Г. А., Седач В. В. Пневматический привод. Авторское свидетельство №1596142. – «Бюллетень изобретений». – 1990. №36. 3. Крутиков Г. А., Пелюхия Р. Н. Дискретно управляемый пневмопривод для точного позиционирования с минимальными энергозатратами. // Гидравлические машины. 1992. – Вып. 26. С. 148 – 158. 4. Крутиков Г. А., Кудрявцев А. И., Пекарь Л. А. К вопросу выбора способа торможения пневмоприводов с большими присоединенными массами // Пневматика и гидравлика. М., 1987. – Вып. 13. С. 98 – 109.

Поступила в редколлегию 14.06.07

*О.О. ВОЛКОВ, М.А. ПОГРІБНИЙ, Ю.Г. ГУЦАЛЕНКО, Ю.А. СИЗИЙ,
Г.Г. КУЛИК*

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ СТІЙКОСТІ ДЕРЕВООБРОБНИХ НОЖІВ ІЗ СТАЛІ 65Г ПІСЛЯ ЗМІЦНЕННЯ МЕТОДОМ ТФО

У даній статті описано результати дослідження експлуатаційної стійкості деревообробних ножів із сталі 65Г після зміцнення методом термофрикційної обробки. Показано мікроструктури ножів на ділянці поверхні, що зміцнюється, яка є прилеглою до кромки.

В данной статье описываются результаты исследования эксплуатационной стойкости деревообрабатывающих ножей из стали 65Г после упрочнения методом термофрикционной обработки. Показаны микроструктуры ножей на участке упрочняемой поверхности, прилегающей к кромке.

The investigation results of 65Г steel wood treatment knife operation stability after strengthening by method thermofriction process (TFP) are reported. The microstructural photos in wood treatment knife on the section nearby strengthening of the edge in the are shown.

Велику актуальність у наш час набувають ресурсозберігаючі методи обробки. Одним з цих методів є зміцнююча термофрикційна обробка (ТФО). Попередніми дослідженнями було показано позитивний ефект від ТФО [1, 2]. Однак виникає необхідність випробувань працездатності та експлуатаційної стійкості деревообробних ножів в промислових умовах. Тому, усі випробування проводились на натурних зразках, а саме деревообробних ножах із сталі 65Г, які безпосередньо використовуються для роботи на підприємстві ВАТ СКМД.

Дослідження мікроструктури деревообробних ножів із сталі 65Г показали що в процесі термофрикційного зміцнення (ТФЗ) їх структура зазнає суттєвих змін. При аналізі перерізу даного інструменту спостерігається поява в поверхневій частині зміцненого “білого” шару, мікротвердість якого досягає 14 000 МПа проти 6 000 МПа мікротвердості тіла деревообробного ножа, що вище більш ніж в 2 рази (рис. 1). При цьому глибина зміцнення досягає 0,35 мм. Однак, чистова обробка яка використовується для поліпшення якості поверхні дещо знижує і показники мікротвердості до 13 000 МПа і глибину зміцнення до 0,25–0,3 мм, що не повинно погіршувати якості роботи інструменту.

Випробування деревообробних ножів із сталі 65Г в промислових умовах показали, що в процесі роботи ножі, що зміцнювались методом ТФО(ТФЗ) і ті які не зміцнювались за допомогою даного методу зношуються з різною інтенсивністю. Так, для ножів, що зміцнювались ТФО, а використовувалися в стані після загартування і низькотемпературного відпуску (стандартний стан) цикл роботи до перезагострення складає порядку 8 годин. При цьому до

моменту перезагострення кромка ножа, що ріже, перетерплює дуже суттєвий знос, що робить неможливою його подальшу експлуатацію. Мікроструктура даної кромки представлена на рис. 2.

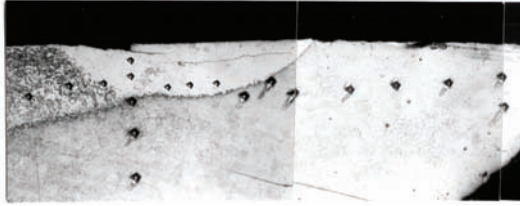


Рис. 1 – Мікроструктура деревообробного ножа із сталі 65Г після ТФЗ, $\times 250 (\times 0,5)$

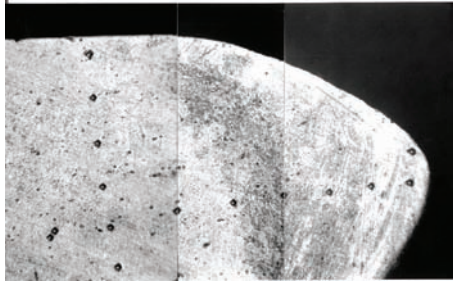


Рис. 2 – Мікроструктура деревообробного ножа із сталі 65Г у стандартному стані після експлуатації 8 год, $\times 250 (\times 0,5)$

З даної мікроструктури видно, що особливо інтенсивно зношена передня поверхня ножа, у результаті чого кромка, що ріже, утрачає стандартну конфігурацію і для її відновлення потрібно досить велика глибина перезагострення, що суттєво скорочує термін служби такого інструмента.

Мікроструктура ножа із сталі 65Г, після ТФЗ із стандартного стану, представлена на рис.3.

Після первісного заточування, необхідного для введення його в експлуатацію мікроструктура кромки ножа, що ріже, здобуває наступний вид (рис. 4). Мікроструктура ножа після чистової поверхневої шліфувальної обробки, яка може використовуватись для поліпшення якості поверхні показана на рис. 6 з якого видно, що передня поверхня стає значно рівнішою при зберіганні зміцненого білого шару.

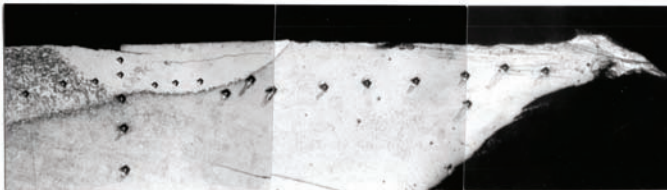


Рис. 3 – Мікроструктура деревообробного ножа із сталі 65Г після ТФЗ, $\times 250 (\times 0,5)$

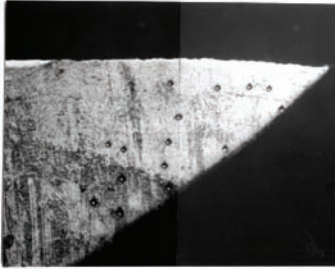


Рис. 4 – Мікроструктура деревообробного ножа із сталі 65Г після ТФЗ та перезагострення, $\times 250$ ($\times 0,5$)

З рис. 4 чітко видно, що поверхневий шар, що містить у собі кромку, що ріже, у процесі ТФЗ зазнає суттєві структурні зміни в результаті яких його твердість підвищується в 2–3 рази стосовно твердості ножа після загартування і низькотемпературного відпуску, що навіть візуально підтверджується зміною розмірів відбитків мікротвердості.

Після експлуатації такого ножа, зміцненого ТФО, протягом 8 годин його кромка, що ріже, не зазнає суттєвого зносу і даний інструмент може ефективно продовжувати роботу (рис. б) на відміну від ножа не зміцненого ТФО.

Експлуатація даного ножа, після ТФЗ, протягом 22 годин приводить до затуплення кромки, що ріже, з деяким зносом по передній поверхні. Однак характер зносу кромки, що ріже, має принципова відмінність у порівнянні з характером зносу інструмента не зміцненого ТФЗ. Тут спостерігається деякий загин частини, що ріже, що викликаний підвищеним опором поверхневого зміцненого шару до стирання. У результаті цього зменшується здатність інструмента, що ріже (рис. 7). Однак для відновлення здатності, що до різання, даного інструмента потрібно перезагострення на незначну глибину, що дозволяє збільшити кількість робочих циклів ножа поряд зі збільшенням тривалості циклу його роботи, викликаного збільшенням стійкості до зносу.

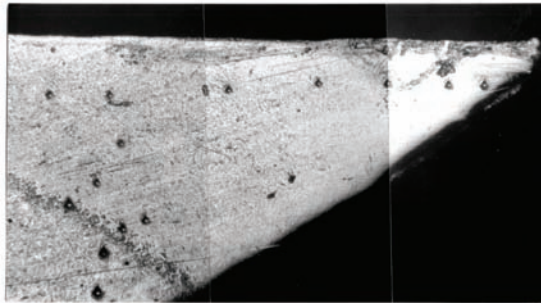


Рис. 5 – Мікроструктура деревообробного ножа із сталі 65Г після ТФЗ та чистої шліфувальної обробки, $\times 250$ ($\times 0,5$)

Таким чином, дані випробування підтверджують ефективність зміцнення деревообробного інструмента методом ТФО за допомогою збільшення його стійкості в 2–3 рази в залежності від умов експлуатації, що дозволяє підвищити продуктивність устаткування і скоротити витрати зв'язані з відновленням і придбанням інструмента. Основні результати дослідження приведені в табл. 1.

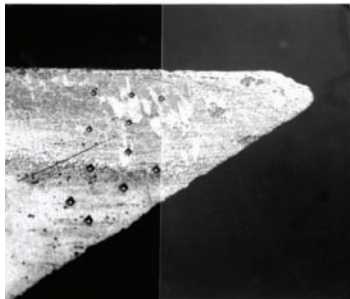


Рис. 6 – Мікроструктура деревообробного ножа із сталі 65Г після ТФЗ, перезагострення та експлуатації 8 год, $\times 250$ ($\times 0,5$)

Таблиця 1 – Результати дослідження впливу ТФЗ на структуру та властивості деревообробного ножа із сталі 65Г

Марка сталі	Режим попередньої термічної обробки	Режим ТФО	Мікротвердість та мікроструктура поверхневого "білого" шару, МПа			Шорсткість поверхні, при $L_c = 0,25$ мм, мкм			Глибина зміцнення, мм		Тривалість одного робочого циклу деревообробного ножа в промислових умовах СКМД, годин	
			Після ТФЗ	Після ТФЗ та перезагострення	Після ТФЗ, чистової обробки	Вихідна структура	Після ТФО	Після ТФО та чистової обробки	Після ТФЗ	Після ТФЗ	Стандартний стан	Після ТФЗ
Сталь 65Г	Загартування - 790°C, у воді, Низькотемпературний відпуск - 180°C, на повітрі	$S = 30$ мм/с; $\tau = 0,7$ мм	14 000	14 000	13 000	$R_a = 0,2$ $R_q = 0,32$ $R_z = 1,4$	$R_a = 1,82$ $R_0 = 2,38$ $R_z = 7,0$	$R_a = 0,22$ $R_q = 0,42$ $R_z = 0,7$	0,35	0,3	8	22

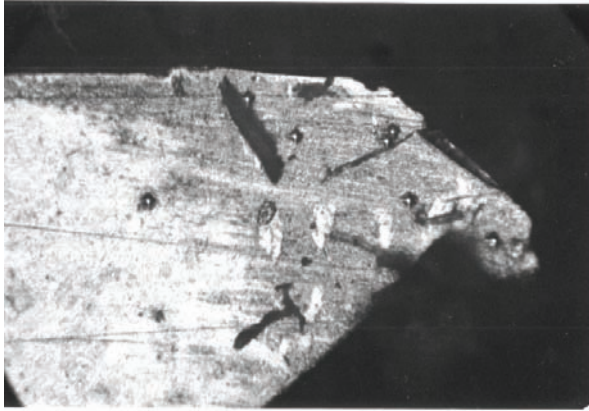


Рис. 7 – Мікроструктура деревообробного ножа із сталі 65Г після ТФЗ, перезагострення та експлуатації 22 год, $\times 250$ ($\times 0,5$)

Для вивчення якості поверхні проводилося дослідження та порівняння її шорсткості після ТФЗ і ТФЗ з наступною чистою обробкою. Вивчення шорсткості поверхні після чистої обробки показало, що її рівень знизився у 5–8 разів.

Випробування працездатності деревообробних ножів в промислових умовах на базі підприємства ВАТ СКМД показали, що після ТФЗ ресурс цього інструменту підвищується майже у 3 рази, що підтверджує актуальність та ефективність даної зміцнюючої обробки та дозволяє рекомендувати її як ефективний метод зміцнення в комплексі із чистою шліфувальною обробкою. Окрім того дослідження впливу перегагострення на структуру та властивості деревообробного інструменту показали, що при правильному перегагостренні, (м'які режими в умовах охолодження), твердість зміцненого поверхневого шару та тривалість робочого циклу деревообробних ножів не знижуються.

Список літератури: 1. Сизый Ю.А., Погребной Н.А., Гуцаленко Ю.Г., Волков О.А. Упрочнение методом термофрикционной обработки материалов, применяемых в деревообрабатывающей промышленности // Вестник ХДТУ Сільського господарства. – Харьков. – 2004. – Вып. 26. – С. 150–156. 2. Сизый Ю.А., Погребной Н.А., Гуцаленко Ю.Г., Волков О.А. Упрочнение деревообрабатывающих ножей из стали 65Г методом термофрикционной обработки // XII Міжнародна науково-практична конференція “Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я”. – Секція № 6. “Новые материалы и технологии в процессах горячей обработки металлов”. – Харьков. – 2004. – С. 24. 3. Погребной, М.А., Волков О.О., Гуцаленко Ю.Г., Березуцька О.В., Дослідження впливу термофрикційної та наступної чистої обробки на структуру сталі 65Г. // Високі технології в машинобудуванні: Зб. наук. пр. НТУ “ХПІ”. – Харьков, 2007. – Вып. 1(14). – С. 61–69.

Надійшла до редколегії 21.04.08

СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСОМ ПРАВКИ ШЛІФУВАЛЬНИХ КРУГІВ НА МЕТАЛОВОМУ ЗВ'ЯЗУВАННІ

The system of the wheel's optimization was proposed on the analysis's base of the determinative model of the technological diamond-sparkling the process of polishing.

Вступ. Підвищення техніко-економічних показників технологічних процесів алмазного шліфування забезпечується наявністю в контурі програмного управління верстатом засобів адаптивного виправлення кругів. Питанням розробки методів і технічних засобів виправлення шліфувальних кругів приділяється належна увага в технічній літературі [1-4]. Актуальність і важливість цієї науково-технічної проблеми обумовлена тим, що вона не вирішена в повному обсязі.

Розробка математичної моделі. Структурна схема каналу для оптимізації процесів виправлення шліфувальних кіл на металевому зв'язуванні представлено на рис. 1. Канал складається з: пристрою статистичного оцінювання здатності шліфувального круга, що ріже, (УОРСК), пристрою оцінювання шпаруватості вихідного сигналу технологічного джерела живлення (УОС), обчислювального блоку (ВБ), пристрою управління шпаруватістю (УУС) і технологічного джерела живлення (ТИП). Функціонально цей канал являє собою замкнуту цифрову систему автоматичного регулювання шпаруватості, яка побудована на основі принципу управління за відхиленням.

Функцію регулятора шпаруватості в розглянутій системі управління виконує обчислювальний блок. Цей модуль по відомих сигналах уставки W_{max} і W_{min} формує позиційний код, що запам'ятовується в регістрі пристрою управління шпаруватістю вихідного сигналу технологічних джерел живлення. ВБ виконує при цьому лінійні операції, отже, цей блок можна представити лінійним імпульсним фільтром. У цьому випадку вираз для його передатної функції має такий вигляд

$$H_1(p) = \frac{1 - e^{-p\tau_r}}{\tau_r} . \quad (1)$$

Специфіка роботи блоку УОС і також блоку УУС дозволяє представити їх імпульсними елементами, котрі мають такі передатні функції

$$H_2(p) = \frac{1 - e^{-pT_c}}{p} , \quad (2)$$

де T_c – період вихідного сигналу технологічного джерела живлення.

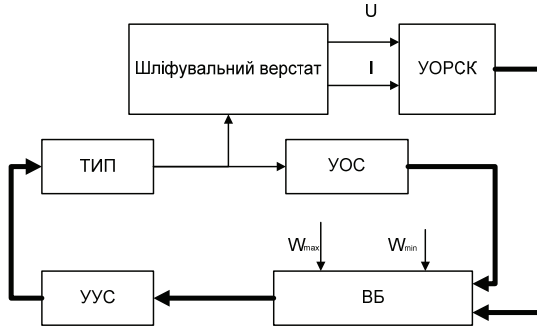


Рис. 1 – Функціональна схема каналу для оптимізації процесів виправлення шліфувальних кіл

Специфіка роботи блоку УОРСК дозволяє представити його імпульсним елементом, який має таку передатну функцію

$$H_2(p) = \frac{1 - e^{-pT_{np}}}{p}, \quad (3)$$

де T_{np} - час перетворення блоку УОРСК.

Блок ТИП представимо пропорційною ланкою, що має коефіцієнт перетворення $K_{тип}$ і відповідно таку передатну функцію

$$H_3(p) = K_{тип} \cdot \quad (4)$$

Будемо так само вважати, що вузол ВБ виконує процедуру підсумовування вихідних сигналів блоків УОС і УОРСК. Отже, на підставі вищевикладеного маємо таку структурну схему детермінованої математичної моделі каналу для оптимізації процесу виправлення шліфувального круга (рис. 2).

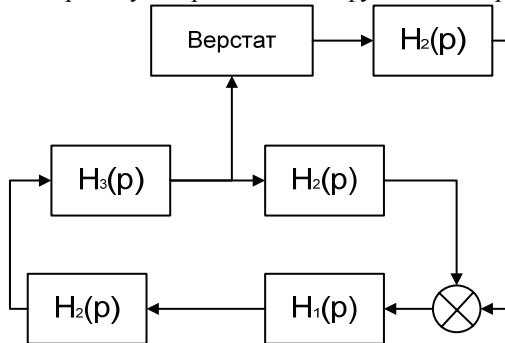


Рис. 2 – Структурна схема математичної моделі каналу

Аналіз математичної моделі. Виконаємо аналіз побудованої моделі з метою одержання передатної функції каналу. При перетворенні структурної схеми будемо вважати вузол ОУ (шліфувальний верстат) пропорційною лан-

кою з коефіцієнтом передачі K_{OY} . Тоді, відповідно до правил перетворення структурних схем, маємо наступний вираз

$$H_4(p) = H_1(p) + K_{OY}H_2(p) = \frac{1}{p} \left[1 - e^{-pT_z} + K_{OY} \left(1 - e^{-pT_{np}} \right) \right]. \quad (5)$$

Оскільки блоки УОС і УОРСК мають велику швидкодюю, то цілком коректна така заміна експонентних функцій

$$e^{-pT_z} \approx 1 - pT_z.$$

З урахуванням цього маємо наступне рівняння

$$H_4(p) = T_z + K_{OY}T_{np}. \quad (6)$$

Передатна функція розімкнутої системи дорівнює добуткові отриманих передатних функцій окремих ланок

$$H_5(p) = K_{ТПП} (T_z + K_{OY}T_{np}) \frac{(1 - e^{-p\tau_r})}{\tau_r} \frac{(1 - e^{-pT_z})}{p}. \quad (7)$$

Спростимо останній вираз, виконавши для цього заміну експонентної функції наступним обмеженим статечним рядом

$$e^{-p\tau_r} \approx 1 - p\tau_r + \left(\frac{p\tau_r}{2} \right)^2.$$

З урахуванням цього передатна функція розімкнутої системи набуває такий вигляд

$$H_5(p) = K_{ТПП} pT_z (T_z + K_{OY}T_{np}) (1 - 0.25\tau_r p). \quad (8)$$

Умові стійкості розімкнутої системи звичайно задовольняють негативні корені передатної функції. З урахуванням цього останній вираз набуває наступний вигляд

$$H_5(p) = K_{ТПП} pT_z (T_z + K_{OY}T_{np}) (1 + 0.25\tau_r p). \quad (9)$$

Звідси, передатна функція замкнутої системи автоматичного регулювання шпаруватості вихідного сигналу технологічного джерела живлення, виходить у вигляді

$$H_6(p) = \frac{K_{ТПП} pT_z (T_z + K_{OY}T_{np}) (1 + 0.25\tau_r p)}{1 - K_{ТПП} pT_z (T_z + K_{OY}T_{np}) (1 + 0.25\tau_r p)} \quad (10)$$

Пошук полюсів у середовищі *Matlab* дозволяє представити передатну функцію досліджуваного каналу у виді послідовного з'єднання елементарних ланок

$$H_6(p) = \frac{K_{ТПП} pT_z (T_z + K_{OY}T_{np}) (1 + 0.25\tau_r p)}{(T_{17}p + 1)(T_{18}p + 1)}. \quad (11)$$

По виразу (11) одержимо дискретну передатну функцію каналу. Для цього розкладемо вираз $H_6(p)/p$ на прості дробі

$$\frac{H_6(p)}{p} = k_{ТПП} T_z (T_z + K_{OY} T_{np}) \left[\frac{T_{16} T_{17}}{(T_{18} - T_{17})(T_{18} p + 1)} - \frac{T_{16} T_{17}}{(T_{18} - T_{17})(T_{17} p + 1)} \right],$$

де $T_{16} = 0.25\tau_r$.

Вираз для дискретної передатної функції замкнутого каналу регулювання шпаруватості вихідного сигналу технологічного джерела живлення після перетворень вийшло в наступному вигляді

$$H_K(z) = \frac{k_{ТПП} T_z (T_z + K_{OY} T_{np}) \frac{T_{16}}{T_{18} - T_{17}} \left(e^{-\frac{T_0}{T_{18}}} + e^{-\frac{T_0}{T_{17}}} \right) z^{-1}}{\left(1 - e^{-\frac{T_0}{T_{17}}} z^{-1} \right) \left(1 - e^{-\frac{T_0}{T_{18}}} z^{-1} \right)}. \quad (12)$$

Тоді кінцево-різницеве рівняння, яке описує динаміку каналу, при використанні операторів зрушення

$$z^{-2} y[nT_0] = y_{n-2}; \quad z^{-1} y[nT_0] = y_{n-1}$$

на основі рівняння (12) прийме такий вигляд

$$y_n + a_1 y_{n-1} + a_2 y_{n-2} = b_1 u_{n-1}, \quad (13)$$

де

$$a_1 = - \left(e^{-\frac{T_0}{T_{17}}} + e^{-\frac{T_0}{T_{18}}} \right); \quad a_2 = e^{-\frac{T_0}{T_{17}}} e^{-\frac{T_0}{T_{18}}};$$

$$b_1 = k_{ТПП} T_z (T_z + K_{OY} T_{np}) \frac{0.25\tau_r}{T_{18} - T_{17}} \left(e^{-\frac{T_0}{T_{18}}} + e^{-\frac{T_0}{T_{17}}} \right).$$

Технічні характеристики оптимального цифрового регулятора шпаруватості вихідного сигналу ТИП визначаються видом і параметрами вхідного впливу. Представимо цей вплив одиничною функцією Хевісайда. Тоді передатна функція регулятора запишеться в такий спосіб

$$H_{omn}(z) = \frac{k_{ТПП} T_z (T_z + K_{OY} T_{np}) \frac{0.25\tau_r}{T_{18} - T_{17}} \left[z^2 + \left(e^{-\frac{T_0}{T_{18}}} + e^{-\frac{T_0}{T_{17}}} \right) z \right]}{e^{-\frac{T_0}{T_{18}}} e^{-\frac{T_0}{T_{17}}} z^2 - \left(e^{-\frac{T_0}{T_{18}}} + e^{-\frac{T_0}{T_{17}}} \right) z + 1}. \quad (14)$$

У середовищі *Matlab* по виразах (12) і (14) зібрана структурна схема каналу з оптимальним цифровим регулятором (рис. 3). У результаті імітаційного моделювання встановлено, що розроблений канал задовольняє вимогам системи по координатного управління верстатом по швидкодії. Час реакції досліджуваного каналу на вхідний скачок величиною 0.043 склало 0.12мс.

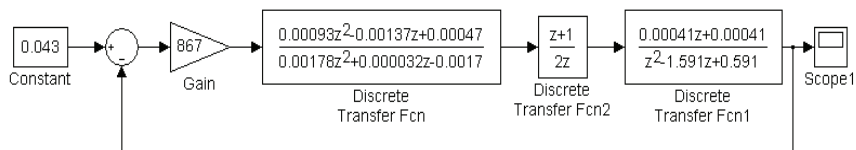


Рис. 3 – Структурна схема каналу в середовищі *Matlab*

Передатна функція помилки досліджуваного каналу регулювання шпартуватості вихідного сигналу ТИП з одиничним зворотним зв'язком описується таким операторним рівнянням

$$G(p) = \frac{1}{1 + K_{ТИП} p T_z (T_z + K_{OY} T_{np}) (1 + 0.25 \tau_r p)} \quad (15)$$

Після математичних перетворень операторне рівняння (15) здобуває такий вигляд

$$G(p) = \frac{1}{p^2 K_{ТИП} T_z \tau_r (T_z + K_{OY} T_{np}) + p K_{ТИП} T_z (T_z + K_{OY} T_{np}) + 1}$$

Перехід у частотну область дає наступне рівняння помилки каналу системи для оптимізації процесів виправлення шліфувальних кіл на металевому зв'язуванні

$$\delta = \frac{T_z}{\sqrt{\left[T_z - 4\pi^2 \tau_r K_{ТИП} (T_z + K_{OY} T_{np}) \right]^2 + 4\pi^2 T_z K_{ТИП} (T_z + K_{OY} T_{np})^2}}$$

Висновки. Результати розрахунку помилки каналу, які отримано за допомогою останнього рівняння, задовільно погодяться з аналізом метрологічних характеристик його окремих блоків. Величина відносної помилки цього каналу склала 0.03%. Отже, запропонований канал для оптимізації процесів виправлення шліфувальних кіл задовольняє вимогам системи управління верстатом по точності.

Список літератури: 1. Матюха П.Г. Стабилизация выходных показателей шлифования с помощью управляющих воздействий на рабочую поверхность круга. Донецк: ДонГТУ, 1995 - 172 с. Деп. № 144, Ук. 96. 2. Матюха П.Г. Алмазное шлифование с управлением параметрами рабочей поверхности круга // Резание и инструмент. - Донецк: ДонГТУ, 1993 Вып. 48 с. 33-35. 3. Полтавец В.В. Себестоимость шлифования с управляющими воздействиями на РПК // Резание и инструмент. - Донецк: ДонГТУ, 1999, с. 53-60. 4. Новоселов Ю.К., Братан С.М., Крылов И.В. Стратегия управления операцией шлифования в автоматизированном производстве // Резание и инструмент. - Донецк: ДонГТУ, 2001, с. 25-31. 5. Еникеев А.Ф. Оптимальное управление технологическим процессом алмазного шлифования. - Краматорск: ДГМА, 2001. - 160 с.

Надійшла до редколегії 21.04.08

СОДЕРЖАНИЕ

В.С ГАПОНОВ., А.В ГАЙДАКА. Про вибір технологічних методів забезпечення ресурсу підшипників кочення	3
А.С. БАТАЛИН, В.М. МАНУЙЛЕНКО Основные эффекты высокоскоростной обработки	12
И.А. РЯБЕНКОВ Определение условий уменьшения температуры шлифования и глубины ее проникновения в поверхностный слой обрабатываемой детали	16
Ф.В. НОВИКОВ, О.С. КЛЕНОВ, И.Н. СНИСАРЕНКО Аналитическое определение параметров силовой напряженности процесса резания с учетом действия на передней поверхности инструмента равномерно распределенной нагрузки	22
В. Г. ШКУРУПІЙ Вибір зернистості абразиву для зменшення шорсткості оброблених поверхонь	27
О. Б. ПАНАМАРЬОВА Надійність гідросистеми підйомного механізму стрілового крану з автоматичним регулятором швидкості та її вплив на економічну ефективність	32
А.В ФЕСЕНКО Методика оценки параметров кавитационной обработки сож.	43
Л.Г. КОЛОДЯЖНАЯ, Л.А. ЛЫСЕНКО, А.В. РОМАНЧЕНКО К вопросу совмещения термодиффузионного цинкования и пассивирования покрытия изделий	49
В.П. МАРШУБА, И.Б. ПЛАХОТНИКОВА, О.В. МАРШУБА, Моделирующая установка по определению адгезионной составляющей силы трения в процессе резания материалов	56
ДИТИНЕНКО С.А., НОВИКОВ Г.В., МАШКО А.А. Исследование связи возникающих в технологической системе упругих перемещений с точностью и производительностью механической обработки	65
В.Н. ТКАЧЕНКО Экспериментальная проверка применимости линейной теории оболочек для расчета напряжений в гибких колесах волновых передач	70
З. Я. ЛУРЬЕ, В. А. МАКЕЙ, Е. Н. ЦЕНТА Переходные процессы следящего гидроагрегата навесного оборудования трактора	73
В. Е. КАРПУСЬ, А. В. КОТЛЯР Система критериев оценки технологических решений	79
В.Ю. АНТОНЕЦ, Г.Л. ХАВИН К определению составляющих силы резания при точении армированных композиционных материалов	87
П.М. АНДРЕНКО, В.В. КЛІТНОЙ, В.М. МАКУХІН Дослідження впливу частоти обертання вала на витрату рідини в кільцевій щілині	92
Г. А. КРУТИКОВ Универсальная математическая модель для свободнопрограммируемого пневмопривода с дискретным управлением	98

О.О. ВОЛКОВ, М.А. ПОГРІБНИЙ, Ю.Г. ГУЦАЛЕНКО, Ю.А. СИЗИЙ, Г.Г. КУЛИК	
Дослідження експлуатаційної стійкості деревообробних ножів із сталі 65г після зміцнення методом тфо	104
О.Ф. ЄНІКЄВ, Ф.М. ЄВСЮКОВА, Л.О. ШИШЕНКО	
Система управління процесом правки шліфувальних кругів на металавому зв'язуванні	109

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ "ХПІ"

Збірник наукових праць

Тематичний випуск

Технології в машинобудуванні

Випуск №23

Науковий редактор д-р.техн.наук Тимофієв Ю.В.

Технічний редактор канд.техн.наук Фролов В.В.

Відповідальний за випуск канд.техн.наук Обухова І.Б.

Обл.вид. №128-08

Підп.до друку 14.07.2008 р. Формат 60x84 1/16. Папір Сору Paper.

Друк-ризографія. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 9,94.

Облік.вид. арк. 10,14. Наклад 300 прим. 1-й завод 1-100. Зам. №26

Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ "ХПІ"

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 116 від 10.07.2000 р.

61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Издательство: Технологический центр

Редакция «Восточно-европейского журнала передовых технологий»

Украина, 61145, г. Харьков, ул. Новгородская, 3-а

(057) 730-32-92
