

# ВЕСТНИК НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА "ХПИ"

Сборник научных трудов  
Тематический выпуск

22'2008

"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.– №22.– 112с.

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.**

*И.В.РУЖЕНЦЕВ, А.П.ПОТЫЛЬЧАК, Е.И.ЖОЛТКЕВИЧ*

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ УСТРОЙСТВА АКТИВНЫХ ПОТЕРЬ ДЛЯ РАСШИРЕНИЯ ДИАПАЗОНА ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ ИЗМЕРЕНИИ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ**

Розглянуті проблеми контролю параметрів вібрації при оцінці технічного стану й ресурсу надійності роторних машин. Проведений аналіз сучасних засобів вимірювальної техніки, використовуваних при калібруванні систем контролю параметрів вібрації. Запропоноване використання пристрою активних втрат як імітатора вібростенда.

Problems of the control of parameters of vibration are considered at an estimation of a technical condition and a resource of reliability of rotors. The analysis of modern means of the measuring technics used at calibration of monitoring systems of parameters of vibration is lead. Use of the device of active losses as the simulator vibration-testing machine is offered.

Проблема снижения вибрации механизмов и машин приобретает в настоящее время все большее значение, в особенности при эксплуатации ответственных объектов, к которым можно отнести роторные машины, в частности, генераторы. Возможные последствия вибрации включают в себя [1]:

- износ кинематических пар;
- необратимую деформацию материала нагруженных элементов;
- перераспределение внутренних напряжений в материале элементов и их коробление в процессе длительной эксплуатации;
- коробление опорных узлов насосов и несущих конструкций под действием внешних нагрузок;
- появление и рост усталостных трещин в элементах и узлах.

Нормы вибрации энергетических машин, основные требования к средствам контроля их технического состояния и общие требования к проведению измерений параметров вибрации регламентированы рядом национальных и межгосударственных стандартов [2 – 5].

Отклонения режимов работы и параметров технического состояния роторных машин, в частности, генераторов, от допустимых уровней проявляются в изменении параметров их вибрации. Это обуславливает целесообразность использования контроля параметров вибрации для оценки технического состояния и ресурса надежности при эксплуатации генераторов.

Но при решении этой задачи возникает ряд трудностей [6 – 8]:

- недостаточен объем информации о дефектах и вызывающих их причинах;

- вероятностный характер появления и развития различных дефектов, многообразии типовых дефектов делают практически невозможным аналитическое исследование эффективности методов и средств оценки вибрационного состояния генераторов;

- диапазон воспроизведения параметров вибрации и частотный диапазон вибростендов, используемых при калибровке измерительных каналов (ИК) систем контроля параметров вибрации, зачастую не удовлетворяют требованиям, обусловленным конкретными задачами.

Контроль параметров вибрации представляет собой совокупность мероприятий по определению достоверных значений параметров вибрационного состояния технического объекта [9]. Для турбоагрегатов, в частности, генераторов, можно выделить следующие уровни вибрационного контроля:

1. Периодическое измерение значений ограниченного числа характеристик вибросостояния, требующее относительно небольших трудозатрат.

2. Периодическое измерение значений расширенного количества характеристик вибросостояния, сбор данных для статистического накопления и анализа, сопоставление данных, получаемых от различных средств измерений.

3. Непрерывный штатный вибрационный контроль (вибромониторинг) турбоагрегата.

4. Вторичный или подтверждающий виброконтроль.

Современная промышленность выпускает различные системы измерения и контроля параметров вибрации, характерной особенностью которых является наличие ЭВМ [10]. При калибровке ИК этих систем в качестве образцовых средств измерительной техники, задающих параметры вибрации, используются калибровочные вибростенды, к которым предъявляются повышенные требования по точности воспроизведения задаваемой вибрации, например для синусоидальной вибрации – высокая точность задаваемой амплитуды и частоты, а также малая загрязнённость высшими и низшими гармониками. В табл. 1 приведены технические характеристики некоторых современных калибровочных вибростендов.

При калибровке ИК виброперемещения ротора систем контроля механических величин турбоустановок АКТМС и СКМВТ, которые эксплуатируются на АЭС, в качестве образцовых СИТ, задающих параметры виброперемещения, до недавнего времени использовались вибростенды ВСП-02 и 4809. Диапазон размаха виброперемещений для ИК указанных систем составляет 0 – 500 мкм, диапазон частот 5 – 500 Гц. Как видно из табл. 1, ни один из рассмотренных вибростендов не удовлетворяет полностью указанным требованиям.

Таким образом, очевидна необходимость создания устройства, которое позволяло бы имитировать вибрацию во всем требуемом диапазоне виброперемещений и частот.

Таблица 1.

Технические характеристики калибровочных вибростендов

Наз-вание	Производитель	Диапазон воспроизведения			Частота воспроизведения вибрации, Гц	Погрешность, %	Конструктивные особенности
		Вибро-ускорение (СКЗ), м/с <sup>2</sup>	Вибро-скорость (СКЗ), мм/с	Вибро-перемещение (размах), мкм			
BC В-131	SDI	1 – 19,99	0,5 – 70,7	5 – 707	45	± 2	переносной
					64 79,6	± 3	
КД В-1	-	-	0 – 100	0 – 250	160	± 2	стационарный
			-	-	20 – 1000	± 5	
BC П-02	«Элексион»	-	-	0 – 500	20 45	-	переносной
4809	«Брюль и Кьер»			0 – 500	20 – 159	-	стационарный
ВК-02	НПЦ «Динамика»	10 ± 0,3	10 ± 0,35	10 ± 0,4	159,2 ± 0,5	-	переносной

Для обеспечения возможности калибровки ИК систем АКТМС и СКМВТ во всем диапазоне требуемых виброперемещений и частот предлагается применение устройства активных потерь (АП) в качестве имитатора вибростенда.

АП является рабочим СИТ единичного производства и представляет собой преобразователь напряжения переменного тока в эквивалент виброперемещения, который работает в комплекте с вихретоковыми датчиками типа ДВП.

Было проведено исследование возможности применения АП в качестве имитатора вибростенда, которое заключалось в определении характеристики преобразования (ХП) и амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) канала АП-ИП (ИП – измерительный преобразователь, включающий в себя датчик типа ДВП и преобразователь вихретоковый перемещений ПВП-099-01Т) по схеме, приведенной на рис. 1 [11].

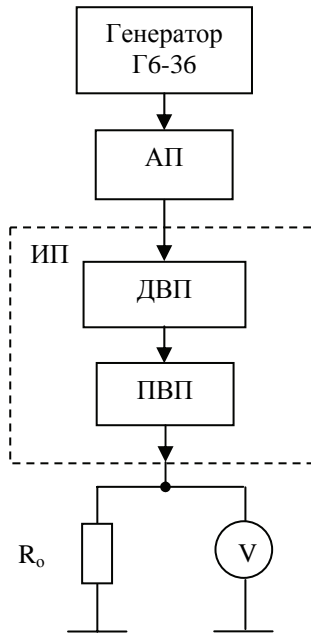


Рис. 1. Структурная схема измерения характеристик АП

Анализ результатов определения ХП канала АП-ИП показывает, что нелинейность исследуемой характеристики не превышает  $\pm 0,35\%$  во всем диапазоне преобразования, что проиллюстрировано на рис. 2. Значения отклонений от линейности характеристики канала АП-ИП соизмеримы со значениями отклонений, полученными при исследованиях ИП. Следовательно, можно сделать вывод, что ХП устройства АП является в достаточной степени линейной.

Анализ результатов определения АЧХ канала АП-ИП показывает (см. рис. 3), что максимальные значения неравномерности АЧХ канала получены для минимальных амплитуд выходного сигнала генератора 0,01 В и 0,02 В (максимальная погрешность задаваемого параметра), но и эти значения не превышают  $\pm 2,0\%$ .

Для амплитуд выше 0,02 В неравномерность АЧХ во всем диапазоне преобразования не превышает  $\pm 0,8\%$ . Сделав допущение о том, что АЧХ ИП является идеальной, можно предположить, что неравномерность АЧХ АП не превышает  $\pm 0,8\%$ .

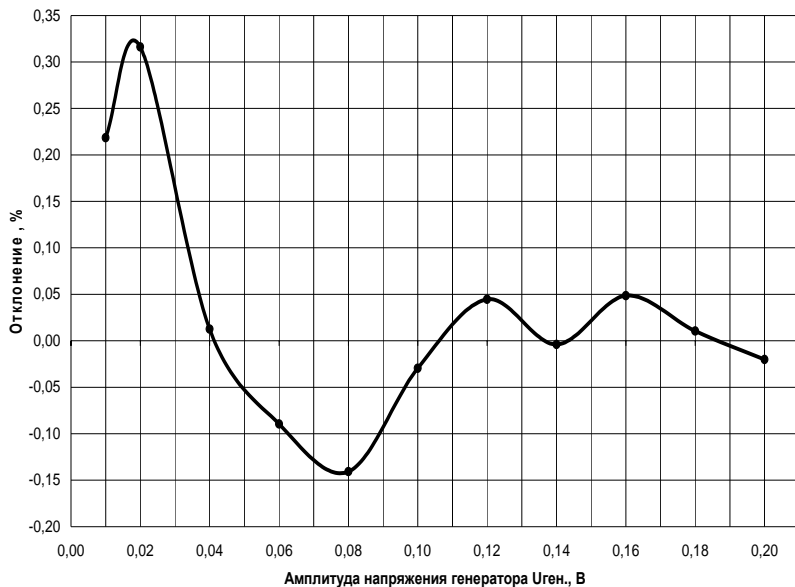


Рис. 2. График зависимости отклонения экспериментального значения выходного тока ИП от расчетного значения при изменении амплитуды генератора на частоте 45 Гц.

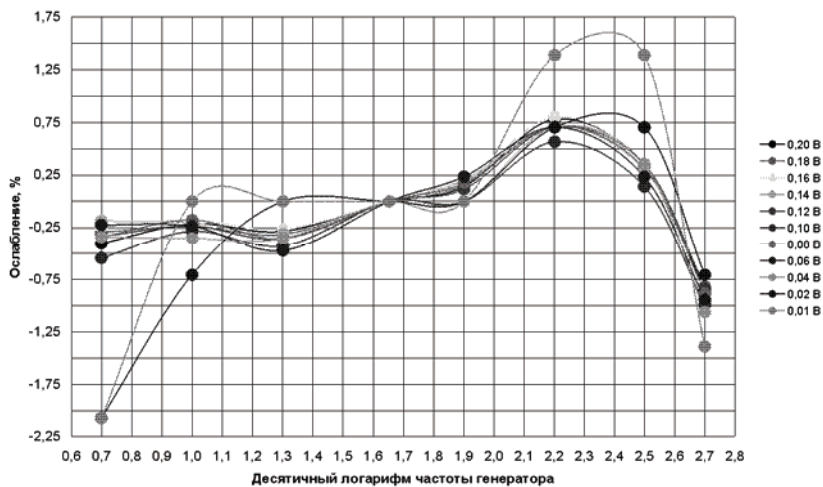


Рис. 3. Ослабление выходного тока ИП при изменении частоты и амплитуды входного сигнала

По полученным в результате проведенных исследований значениям нелинейности ХП и неравномерности АЧХ устройства АП можно сделать вывод, что АП может быть использовано в качестве СИТ для преобразования напряжения переменного тока в эквивалент виброперемещения в диапазоне размаха от 0 мкм до 500 мкм и в диапазоне частот от 5 Гц до 500 Гц.

Направлением дальнейших исследований является проведение работ по метрологическому обеспечению устройства АП, в частности, разработка программы и методики метрологической аттестации, методики калибровки и т.д.

Список литературы: 1. Вибрация энергетических машин. Справочное пособие. Под ред. Н.В. Григорьева. – Л.: Машиностроение, 1974. – 464 с. 2. ДСТУ ISO 10814:2006. Механічна вібрація. Схильність і чутливість машин до дисбалансу. 3. ГОСТ 27165-97. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации валопроводов и общие требования к проведению измерений. 4. ГОСТ ИСО 7919-1-2002 (ГОСТ Р ИСО 7919-1-99). Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Общие требования. 5. ГОСТ ИСО 10816-1-97. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Общие требования. 6. Абдуллаев И.М. Козлов К.Ю. Особенности вибрационного контроля и диагностики технического состояния электромеханических устройств при эксплуатации и изготовлении. // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. – 2006. - №7. – с. 52 – 54. 7. Баркова Н.А. Введение в вибрационную диагностику роторных машин и оборудования. Учебное пособие. – С-Пб.: Изд-во СПб ГМТУ, 2003. 8. Явленский К.Н., Явленский А.К. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1983. 9. Кордуба В.Г. и др. Концептуальные основы системы вибробезопасности / Наука - энергетике. Сборник научных трудов. - Минск: АНК "ИТМО им. А.В. Лыкова" НАНБ, 1999. - с. 61-65. 10. Суворов В.Н. Многоканальный виброизмерительный комплекс К-5101. // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. – 2006. - №1. – с. 36 – 37. 11. Исследование возможности использования устройства активных потерь в качестве имитатора вибростенда для задания эквивалента перемещений: Отчет о НИР / XXII «Сертицентр АСУ» ГП «Госцентр качества». – № 220-СЦ-05. - Харьков, 2005. - 37 с.

*Поступила в редколлегию 21.04.08*

## **УДК 621.923**

**М.И. ГАСАНОВ, В.В. НЕЖЕБОВСКИЙ, А.В. ЧЕРНЕНКО**

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ШЛИФОВАНИЯ**

Проведен теоретический анализ составляющих силы резания, условного напряжения резания и удельной производительности обработки при шлифовании. Обоснованы условия повышения эффективности процесса шлифования

Процессы шлифования составляет основу финишной механической обработки деталей машин, обеспечивают высокие показатели качества и точности обрабатываемых поверхностей. Эффект обработки состоит в



возможности удаления тончайших стружек, что предопределяет относительно низкую силовую и тепловую напряженность процесса резания. В особой мере это относится к шлифованию алмазными кругами, характеризующимися высокой остротой и твердостью режущих кромок и позволяющими обрабатывать самые твердые материалы. В настоящее время в научно-технической литературе сформировалось достаточно полное представление о физической сущности и технологических возможностях процесса абразивного и алмазного шлифования. Разработана теория шлифования [1,2], позволяющая производить расчеты основных параметров обработки, выбирать оптимальные режимы шлифования и другие условия обработки. Вместе с тем, на практике постоянно возникают новые задачи по совершенствованию процессов шлифования как с точки зрения повышения качества и точности обрабатываемых поверхностей, так и точки зрения увеличения производительности обработки и износа круга, т.е. повышения экономичности процесса шлифования. В связи с этим целью настоящей работы является теоретическое обоснование условий повышения эффективности процесса шлифования на основе анализа его физических закономерностей и аналитического представления основных параметров обработки.

В основу работы положены важные научные результаты, полученные в работах проф. Новикова Ф.В. [3,4]. Используя их, проведем анализ составляющих силы резания при шлифовании, и установим их связь с производительностью и другими физическими параметрами обработки. Тангенциальную составляющую силы резания  $P_z$  выразим зависимостью:

$$P_z = \sigma \cdot S_{\text{сум}} = \sigma \cdot \frac{Q}{V_{\text{кр}}}, \quad (1)$$

где  $\sigma$  – условное напряжение резания, Н/м<sup>2</sup>;  $S_{\text{сум}} = Q/V_{\text{кр}}$  – суммарная мгновенная площадь поперечного сечения среза всеми одновременно работающими зёрнами круга, м<sup>2</sup>;  $Q$  – производительность обработки, м<sup>3</sup>/с;  $V_{\text{кр}}$  – скорость круга, м/с.

Как видно, уменьшить  $P_z$  можно за счет уменьшения условного напряжения резания  $\sigma$  и производительности обработки  $Q$ . Условное напряжение резания  $\sigma$  по физической сути определяет энергоёмкость обработки, т.е. количество энергии, затрачиваемой на съём единицы объема материала, и исходя из зависимости (1), выражается:

$$\sigma = \frac{N}{Q}, \quad (2)$$

где  $N = P_z \cdot V_{\text{кр}}$  – мощность шлифования, Вт.

Радиальная составляющая силы резания  $P_y$  с учетом (1) описывается

$$P_y = \frac{P_z}{K_{ш}} = \frac{\sigma \cdot S_{сум}}{K_{ш}} = \frac{\sigma}{K_{ш}} \cdot \frac{Q}{V_{кр}}, \quad (3)$$

где  $K_{ш} = P_z / P_y$  – коэффициент шлифования.

Уменьшить  $P_y$  можно уменьшением отношения  $\sigma / K_{ш}$  и производительности обработки  $Q$ . С другой стороны, увеличить  $Q$  при заданном значении  $P_y$  (например, при шлифовании по упругой схеме) можно за счет увеличения скорости круга  $V_{кр}$  и отношения  $\sigma / K_{ш}$ . На практике при анализе процесса шлифования пользуются понятием – удельная производительность обработки  $Q_{уд} = Q / P_y$ . Согласно зависимости (3), она аналитически опишется:

$$Q_{уд} = K_{ш} / \sigma. \quad (4)$$

Как видно, увеличить удельную производительность обработки  $Q_{уд} = Q / P_y$  и соответственно повысить эффективность процесса шлифования можно путем уменьшения отношения  $\sigma / K_{ш}$  и скорости круга  $V_{кр}$ .

В работе [3] показано, что условное напряжение резания  $\sigma$  и коэффициент шлифования  $K_{ш}$  взаимосвязаны между собой зависимостью:

$$\sigma = \frac{2 \cdot \sigma_{сж}}{K_{ш}}, \quad (5)$$

где  $\sigma_{сж}$  – предел прочности на сжатие обрабатываемого материала, Н/м<sup>2</sup>.

Подставляя зависимость (5) в (4), имеем

$$Q_{уд} = \frac{K_{ш}^2}{2 \cdot \sigma_{сж}} \cdot V_{кр}. \quad (6)$$

Следовательно, для увеличения  $Q_{уд}$  необходимо увеличить коэффициент шлифования  $K_{ш} \rightarrow 1$  за счет повышения, в первую очередь, режущей способности круга и уменьшить интенсивность трения круга с обрабатываемым материалом. Как известно, при шлифовании  $K_{ш} < 1$ , а при лезвийной обработке (например, точении)  $K_{ш} \geq 1$ . Поэтому добиться существенного увеличения удельной производительности обработки  $Q_{уд}$  можно в условиях резания лезвийным инструментом. Увеличение  $Q_{уд}$  предполагает увеличение производительности обработки  $Q$  при заданной радиальной составляющей силы резания  $P_y$  или, наоборот, уменьшение  $P_y$  при заданной производительности обработки  $Q$ . В первом и во втором случаях эффект обработки достигается в результате уменьшения условного напряжения резания  $\sigma$  в соответствии с зависимостью (5), т.к. с увеличением

$K_{ш}$  условное напряжение резания  $\sigma$  уменьшается. Учитывая определяющее влияние отношения  $\sigma/K_{ш}$  на основные параметры шлифования, проведем его более детальный анализ. В работе [5] приведена аналитическая зависимость для определения коэффициента шлифования  $K_{ш}$ :

$$K_{ш} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\tau_{сдв} \cdot \cos \psi}{4 \cdot HV} \cdot \frac{(1-\eta)}{\eta} \cdot \frac{(1-\sin \gamma)}{\sin \gamma}}, \quad (7)$$

где  $HV, \tau_{сдв}$  – соответственно твердость по Виккерсу и предел прочности на сдвиг обрабатываемого материал, Н/м<sup>2</sup>;  $\gamma$  – половина угла при вершине конусообразного режущего зерна;  $tg \psi = f$  – коэффициент трения режущего зерна с обрабатываемым материалом ( $\psi$  – условный угол трения режущего зерна с обрабатываемым материалом);  $\eta$  – безразмерная величина, учитывающая степень затупления режущего зерна, 0...1 ( $\eta \rightarrow 0$  – для острого зерна,  $\eta \rightarrow 1$  – для затупившегося зерна).

Безразмерная величина  $\eta$  связана с известным отношением  $a_z/R$  зависимостью:

$$\frac{a_z}{R} = \frac{(1-\eta)}{\eta} \cdot \frac{(1-\sin \gamma)}{\sin \gamma}, \quad (8)$$

где  $a_z$  – толщина среза единичным зерном, м;  $R$  – радиус округления вершины режущего зерна, м.

Подставляя зависимость (8) в (7), имеем

$$K_{ш} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\tau_{сдв} \cdot \cos \psi}{4 \cdot HV} \cdot \frac{a_z}{R}}. \quad (9)$$

Как следует из зависимости (9), увеличить коэффициент шлифования  $K_{ш}$  и соответственно уменьшить условное напряжение резания  $\sigma$  можно в первую очередь за счет увеличения отношения  $a_z/R$ , т.е. увеличения толщины среза единичным зерном  $a_z$  и уменьшения радиуса округления вершины режущего зерна  $R$ . Реализовать данное условие можно путем поддержания высокой режущей способности круга, обеспечивая режим самозатачивания круга или своевременно удаляя с рабочей поверхности круга затупившиеся зерна с помощью эффективных методов правки. Прогрессивным в этом направлении следует рассматривать алмазно-искровое шлифование, основанное на введении в зону резания дополнительной электрической энергии в форме электрических разрядов. Проведенные нами экспериментальные исследования показали, что в условиях алмазно-искрового шлифования твердых сплавов производительность обработки  $Q$  и условное напряжение резания  $\sigma$  (или энергоемкость шлифования) стабилизируется во времени (рис. 1,а), тогда как при обычном шлифовании

алмазным кругом на металлической связке производительность обработки  $Q$  с течением времени шлифования уменьшается, а условное напряжение резания  $\sigma$ , наоборот, увеличивается (рис. 1,б). При этом установлено, что применение алмазно-искрового шлифования позволяет реализовать условия высокопроизводительного глубинного шлифования, т.е. вести обработку с увеличенными толщинами срезов и соответственно с увеличенными значениями отношения  $a_z/R$ . Это, исходя из зависимости (9), позволяет увеличить коэффициент шлифования  $K_{ш}$  и, согласно зависимости (5), уменьшить условное напряжение резания  $\sigma$ , что открывает возможности увеличения удельной производительности обработки  $Q_{уд}$  путем увеличения  $Q$  или уменьшения радиальной составляющей силы резания  $P_y$ .

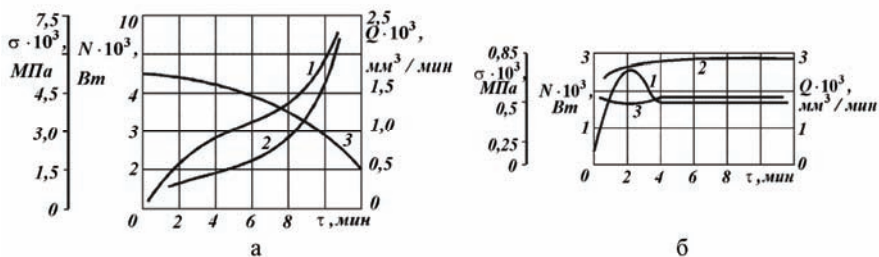


Рис. 1. Зависимости  $N$  (1),  $\sigma$  (2) и  $Q$  (3) от времени шлифования  $\tau$  при алмазном (а) и алмазно-искровом (б) шлифовании: обрабатываемый материал – твердый сплав ВК8; круг – 1А1 200х20х5 АС6 160/125 М2-01 4;  $V_{кр} = 15,7$  м/с;  $V_{дет} = 3,3$  м/мин;  $t = 0,03$  мм.

Таким образом, теоретически обоснованы основные условия повышения эффективности процесса шлифования. Показаны возможности его интенсификации за счет уменьшения отношения  $\sigma/K_{ш}$  путем увеличения отношения  $a_z/R$ .

Список литературы: 1. Маслов Е.Н. Теория шлифования металлов. – М.: Машиностроение, 1974. – 319 с. 2. Корчак С.Н. Производительность процесса шлифования стальных деталей. – М.: Машиностроение, 1974. – 280 с. 3. Теоретические основы резания и шлифования материалов: Учеб. пособие / Якимов А.В., Новиков Ф.В., Новиков Г.В., Серов Б.С., Якимов А.А. – Одесса: ОГПУ, 1999. – 450 с. 4. 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. 5. Гасанов М.И. Повышение эффективности алмазно-искрового шлифования путем обеспечения остроты режущего рельефа круга в режиме увеличенных глубин. – Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Харьков, 1999. – 17 с.

Поступила в редколлегию 21.04.08

## ИССЛЕДОВАНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ПРИВОДАХ УНИВЕРСАЛЬНЫХ КРУГЛОШЛИФОВАЛЬНЫХ СТАНКОВ С ЧПУ

В запропонованій роботі розглянуті умови виникнення крутильних коливань в приводах круглошлифовальних верстатів

The present paper considers the conditions of torsional vibration appearance in circular grinder drives

В настоящее время, значительно, возросли требования к качеству шлифованных деталей, в том числе к погрешности их формы. Этому способствует снижение колебаний в зоне резания. Динамика приводов круглошлифовальных станков исследована в работе [2]. Здесь показаны причины колебаний в приводах. Наличие переменной составляющей силы  $P_z$  вызывает вынужденные колебания приводов, что приводит к неравномерности вращения детали и круга. Этому способствует изменение угла закрутки между обрабатываемой деталью и шлифовальным кругом через зону резания.

Целью настоящей статьи является исследование замкнутой цепной колебательной системы приводов круглошлифовального станка с учётом параметров зоны резания.

На рис. 1 представлена схема цепной крутильно-колебательной системы приводов изделия и круга приведенной к зоне резания, на базе круглошлифовального станка мод.3К152ВФ20 Харьковского станкозавода. Система представлена четырьмя дисками, соединенными жёсткими элементами с вязким трением. Здесь жёсткости:  $c_1$  – электромагнитной связи электродвигателя привода изделия;  $c_2$  – клиноременной передачи привода изделия;  $c_3$  – стыка между обрабатываемой деталью и кругом (зоны резания);  $c_4$  – клиноременной передачи привода круга;  $c_5$  – электромагнитной связи электродвигателя привода круга.

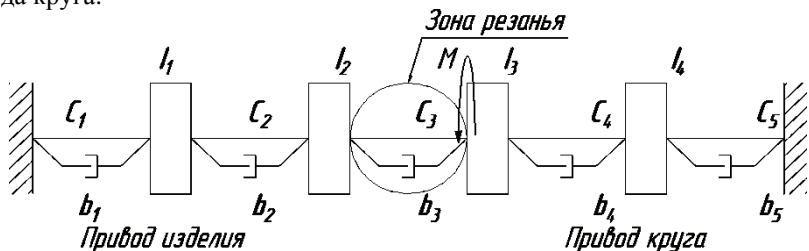


Рис.1.Цепная крутильная система приводов станка

В приводе изделия используется двигатель постоянного тока с тиристорным управлением и бесступенчатым регулированием, а в приводе круга асинхронный двигатель. Вследствие большой инерционности электрической сети на левом и правом концах системы приняты жёсткие заделки.  $b_1, b_2, b_3, b_4, b_5$  - коэффициенты демпфирования в вышеперечисленных элементах. Моменты инерции соответственно:  $I_1$  – ротора электродвигателя в приводе изделия с закрепленным на нем шкивом;  $I_2$  – планшайбы привода изделия с обрабатываемой деталью;  $I_3$  – шпинделя со шлифовальным кругом и закрепленными на них деталями;  $I_4$  – ротора электродвигателя в приводе круга с закрепленным на нем шкивом;

На периферии круга действует вынуждающий момент:

$$M = M_{cp} + M_{nep} \cdot \sin \omega t, \quad (1)$$

где  $M_{cp}$  – средняя величина постоянной составляющей силы резания  $M_{nep}$  – амплитуда переменной составляющей силы  $P_z$ , вызванной неуравновешенностью круга;  $\omega$  – круговая частота вращения круга;  $t$  – время.

Расчет моментов инерции, жесткостей клиноременных передач и электромагнитной связи двигателей осуществлялся по методике [1].

Методика определения крутильной жёсткости в зоне резания предложена нами в [2]. Она определяется зависимостью  $c_p = n_p^2 \cdot I_2 \cdot I_3 / (I_2 + I_3)$ , где  $n_p$  – парциальная частота крутильных колебаний моментов инерции  $I_2$  и  $I_3$ . Значения коэффициентов демпфирования в элементах системы можно найти воспользовавшись данными литературы [3] с использованием зависимостей.  $b_k = T_{bk} \cdot c_k$ , где  $T_{bk}$  – постоянная времени  $k$ -го элемента в системе.

В работе были проведены расчеты для разнообразных параметров системы и занесены в таблицы. В качестве примера, представлена одна из таблиц, в которой входными переменными является скорость вращения шлифовального круга. Она взята с учётом перспектив её повышения в будущем. Дифференциальные уравнения колебательной системы на рис.1 имеют вид:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + (b_1 + b_2) \dot{\varphi}_1 - b_2 \dot{\varphi}_2 + (c_1 + c_2) \varphi_1 - c_2 \varphi_2 = 0 \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - b_2 \dot{\varphi}_1 + (b_2 + b_3) \dot{\varphi}_2 - b_3 \dot{\varphi}_3 - c_2 \varphi_1 + (c_2 + c_3) \varphi_2 - c_3 \varphi_3 = 0 \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 - b_3 \dot{\varphi}_2 + (b_3 + b_4) \dot{\varphi}_3 - b_4 \dot{\varphi}_4 - c_3 \varphi_2 + (c_3 + c_4) \varphi_3 - c_4 \varphi_4 = M_{cp} + M_{nep} \sin \omega t(2) \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 - b_4 \dot{\varphi}_3 + (b_4 + b_5) \dot{\varphi}_4 - c_4 \varphi_3 + (c_4 + c_5) \varphi_4 = 0 \end{cases}$$

По данной системе дифференциальных уравнений была составлена блок-схема моделирования в пакете VisSim (рис.2).

Таблица – Входные параметры приводов станка с вариациями по скорости шлифовального круга.

V, м/с	D <sub>КР</sub> =750 мм; H <sub>КР</sub> =100 мм; d <sub>ЗАГ</sub> =60 мм; L <sub>ЗАГ</sub> =95 мм								
	I <sub>1</sub>	I <sub>2</sub>	I <sub>3</sub>	I <sub>4</sub>	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	C <sub>4</sub>	C <sub>5</sub>
20	0,294	0,046	8,33	0,17	3,086E+4	2,028E+3	131,287	2,484E+3	1,544E+3
35	0,294	0,046	8,33	0,17	3,086E+4	2,028E+3	402,067	2,484E+3	1,544E+3
50	0,294	0,046	8,33	0,17	3,086E+4	2,028E+3	820,544	2,484E+3	1,544E+3
80	0,294	0,046	8,33	0,17	3,086E+4	2,028E+3	2,101E+3	2,484E+3	1,544E+3
100	0,294	0,046	8,33	0,17	3,086E+4	2,028E+3	3,282E+3	2,484E+3	1,544E+3

Продолжение таблицы

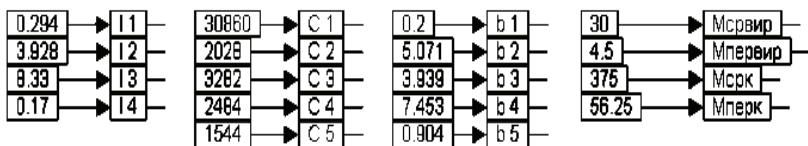
V, м/с	D <sub>КР</sub> =750 мм; H <sub>КР</sub> =100 мм; d <sub>ЗАГ</sub> =60 мм; L <sub>ЗАГ</sub> =95 мм								
	b1	b2	b3	b4	b5	w, л/с	M ср <sub>КР</sub>	M пер <sub>КР</sub>	
20	0,2	5,071	0,158	7,453	0,904	53,333	375	56,25	
35	0,2	5,071	0,482	7,453	0,904	93,333	375	56,25	
50	0,2	5,071	0,985	7,453	0,904	133,333	375	56,25	
80	0,2	5,071	2,521	7,453	0,904	213,333	375	56,25	
100	0,2	5,071	3,939	7,453	0,904	266,667	375	56,25	

В блоке **а** вводятся необходимые входные данные колебательной системы: моменты инерции, жёсткости, коэффициенты демпфирования, крутящие моменты и прочие, которые были заранее рассчитаны и занесены в соответствующие таблицы. Из таблиц эти параметры выбираются, учитывая необходимые данные: скорости шлифовального круга, диаметры и высоты шлифовального круга, а также диаметры и длины шлифования обрабатываемой заготовки (виробу).

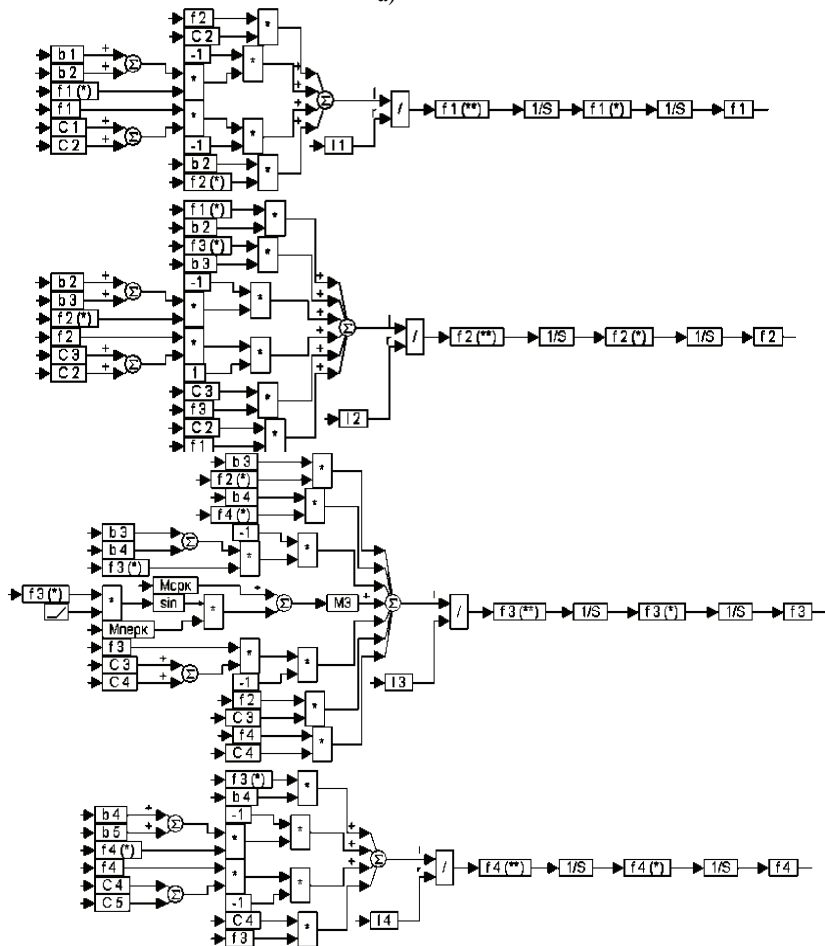
В блоке **б** смоделирована система дифференциальных уравнений (2), где с помощью применения интеграторов  $1/S$  есть возможность определять углы закрутки элементов системы. Как видно, этот блок состоит из четырёх основных частей, каждая из которых отвечает за соответствующую массу системы.

В блоке **в** непосредственно моделируются относительные крутильные колебания круга и детали в максимальном их значении ( $\varphi_2 + \varphi_3$ ). Здесь крутильные моменты на шлифовальном круге и обрабатываемой детали имеют форму синусоидальной зависимости. Далее момент делится на жёсткость системы в зоне резания, вследствие чего мы получаем суммарный угол закрутки системы при встречном шлифовании.

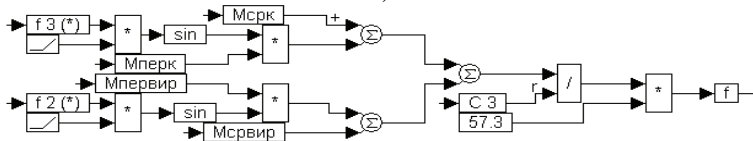
В результате моделирования колебательной системы станка в системе прикладных программ VisSim получаем осциллограммы зависимостей, которые строятся с помощью специального блока *PLOT*.



a)



б)



в)

Рис.2. Блок-схема моделирования системы приводов станка в пакете VisSim



В качестве примера, на рис. 3 представлена осциллограмма углов закрутки относительно обрабатываемого изделия и круга ( $\varphi_2 + \varphi_3$ ) в зоне резания для скорости шлифовального круга 50 м/с, диаметра круга– 750 мм, высоты круга– 100 мм, диаметра изделия 60 мм и длины шлифования – 95 мм.

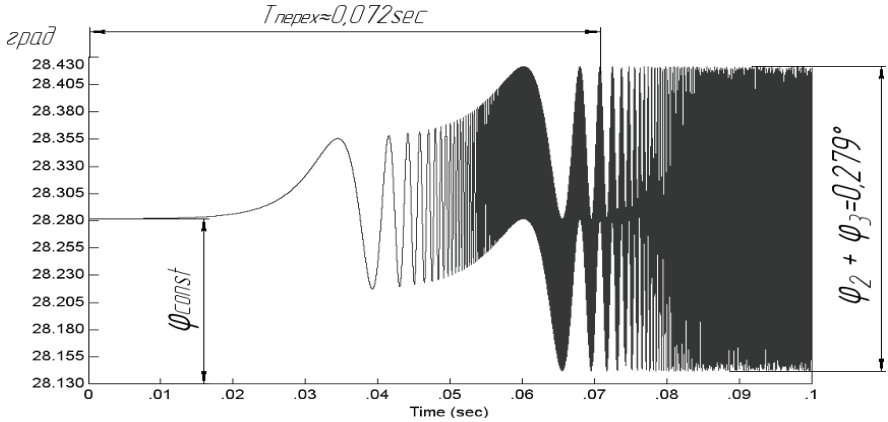


Рис. 3. Осциллограмма крутильных колебаний в зоне резания для  $V_{кр}=50 \text{ м/с}$ .

Данные наблюдения по скорости шлифовального круга были сведены к графическим зависимостям, которые представлены на рис.4. Откуда видно, что относительные углы закрутки шлифовального круга и изделия с увеличением скорости шлифовального круга уменьшаются. С повышением скорости шлифовального круга время переходного процесса до установившихся колебаний будет уменьшаться. Аналогичные исследования были проведены для таких меняющихся параметров: диаметра шлифовального круга, его высоты, диаметра обрабатываемого изделия, а также его длины шлифования. Результаты этих исследований представлены на рис. 5-7.

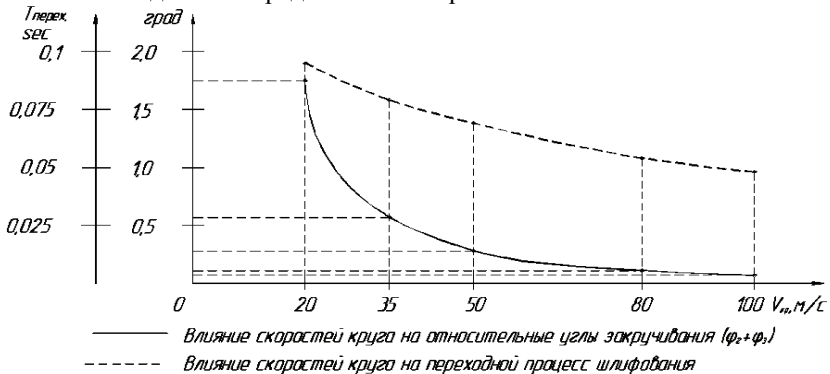


Рис. 4 – Зависимость относительных углов закручивания шлифовального круга и изделия, а также времени переходного процесса от скорости шлифовального круга

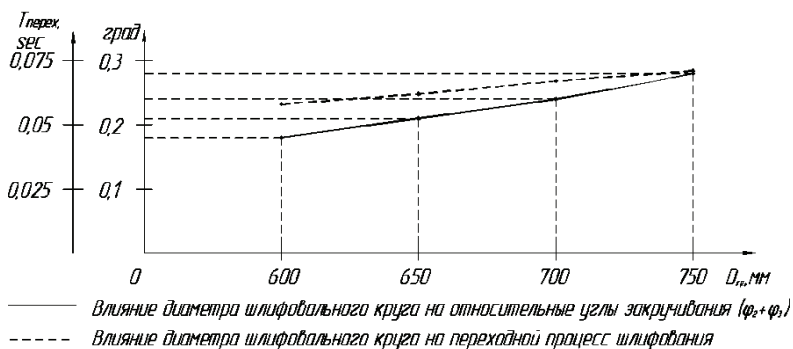


Рис. 5 – Зависимость относительных углов закручивания шлифовального круга и изделия а также времени переходного процесса от диаметра шлифовального круга

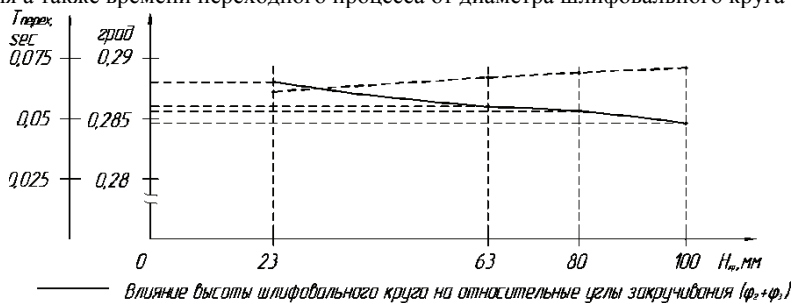


Рис. 6. – Зависимость относительных углов закручивания круга и изделия а также времени переходного процесса от высоты круга

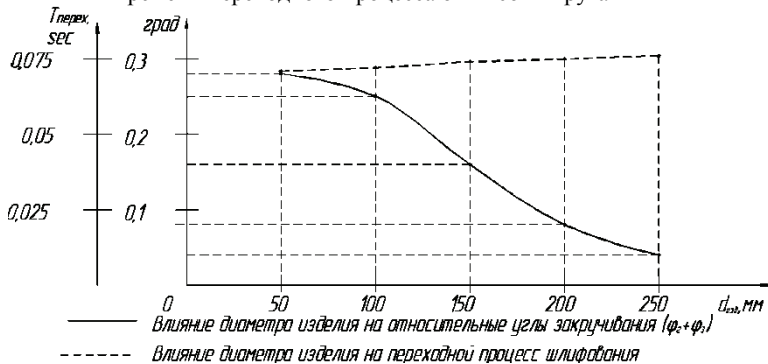


Рис. 7 – Зависимость относительных углов закручивания круга и изделия а также времени переходного процесса от диаметра изделия

Выводы: 1. При шлифовании на круглошлифовальных станках кругами большого диаметра имеют место возмущающие колебания приводов станков с частотой вращения шлифовального круга. 2. Учет жесткости и демпфирования зоны резания даёт возможность представить приводы станков в виде

замкнутой цепной колебательной системы, что повышает точность исследования. 3. При проектировании круглошлифовальных станков для учета колебательных процессов в них, целесообразно осуществлять предварительное моделирование этих процессов в пакете прикладных программ VisSim. 4. Применение этих программ даёт возможность установить величины углов относительной закрутки, а также начало установившихся колебаний в системе в зависимости от различных технологических параметров.

Список литературы: 1..Ривин Е. И. Динамика привода станков. “Машиностроение”, Москва, 1966. – 205 с. 2.Серховец О.И. Определение крутильных колебаний в приводах круглошлифовальных станков. Вестник НТУ «ХПИ» Харьков, 18, 2006. –С.13-20..3.Кедров. С.С. Колебания металлорежущих станков. – Москва, “Машиностроение”,1978, -199с.

*Поступила в редколлегию 15.02.08*

**УДК 621.793.7**

*К. А. ДАНЬКО*

**АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ НАНЕСЕНИЯ  
ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ПОКРЫТИЙ И РАЗРАБОТКА  
КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ ДВУХКАМЕРНОГО ГЕНЕРАТОРА  
ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО  
ДВУХФАЗНОГО ПОТОКА**

У статті виконано аналіз існуючих у машинобудуванні функціональних покриттів, наводяться приклади їх класифікації за призначенням та областю застосування, досліджено області в яких вже застосовуються та ті, в яких слід використати той чи інший вид покриттів. Крім того, запропоновано огляд існуючих методів газотермічного нанесення покриттів. Проаналізовано основні компоновальні схеми існуючих газогенераторів високотемпературних високошвидкісних двофазних потоків та запропоновано нову компоновальну схему.

In the article it has been done the analysis of the functional coatings that present in engineering industry. It's given an examples of their function and field of application grading. It has been investigated the existent nowadays fields of application of different kinds of coatings and that one, in which coatings should be used. Besides, there is a review of present methods of gas-thermal deposition of the coatings. It has been analyzed the basic lay-out diagrams of high-temperature high-speed two-phase stream and has been proposed a new lay-out diagram.

Применение защитных покрытий – кардинальное и экономически эффективное решение проблем увеличения удельной мощности, надежности и долговечности современных машин и механизмов. Защитные покрытия не

только позволяют экономить металл, увеличивать долговечность конструкций, экономить энергоресурсы, но дают возможность создавать принципиально новые изделия, необходимые для создания современной техники.

Поверхностный слой детали в условиях эксплуатации подвергается наиболее сильному механическому, тепловому, магнитно-электрическому, световому и другим воздействиям. Потеря деталью своего служебного назначения и ее разрушение в большинстве случаев начинается с поверхностного слоя, например, возникновение и развитие усталостной трещины, коррозии, эрозии, износа и др.

Кроме того, непрерывное развитие, рост интенсивности использования авиационной техники, увеличение конструктивной сложности и стоимости ГТД, требования высокой надежности и долговечности деталей и узлов, интенсификация рабочих процессов авиационных двигателей требуют от материалов сочетания свойств в ряде случаев исключая друг друга. Традиционные материалы, применяемые для изготовления деталей авиадвигателей, и методы упрочнения их термообработкой уже не могут, в ряде случаев, удовлетворить требованиям современного авиадвигателестроения. В этом случае целесообразно использовать принципиально новый подход к выбору материалов уже на стадии проектирования. Основу детали изготавливать из одного материала, который обеспечит прочность и заданные параметры конструкции, а на поверхности, которые должны обладать специальными свойствами, наносить тонкие слои других материалов, покрытий, придавая поверхностным слоям необходимые свойства.

Возможность использования разнообразных покрытий на деталях машин является значительным качественным скачком в дальнейшем развитии всех отраслей народного хозяйства. В настоящее время имеют огромное значение ресурсосберегающие технологии, придающие, путем поверхностной обработки, новые свойства материалам, так как во многих случаях нецелесообразно упрочнять всю деталь, а достаточно нанести на нее слой покрытия с необходимыми свойствами. Использование покрытий позволяет увеличить срок эксплуатации машин путем повышения их износо-, термо- и коррозионной стойкости, возможности восстановления отработавших деталей, упрочнения поверхностного слоя, замене дорогостоящих материалов более дешевыми, кроме того, придания эстетического вида деталям, агрегатам, оборудованию. В этом свете, в настоящее время все более широкое применение получают методы газотермического нанесения покрытий с последующей финишной обработкой нанесенного слоя.

Таким образом, защитные покрытия – перспективное направление в машиностроении, заслуживающее большого внимания. В данной работе проведен анализ литературных источников, содержащих описание различных методов нанесения покрытий; представлены наиболее полные, среди предлагаемых, классификации функциональных покрытий; для каждого вида покрытия перечислены наносимые материалы, методы их нанесения, применимость конкретных покрытий для разных материалов, целесообразность их технического использования, достигаемые в результате нанесения характеристики поверхно-

стного слоя. Выполненный анализ позволяет сделать вывод о том, что в отечественном машиностроении не достаточно широко применяются высокопроизводительные и экономически оправданные методы газотермического нанесения покрытий. Это связано в первую очередь с высокой стоимостью зарубежного оборудования, а также сложностью его технического обслуживания.

Методы сверхзвукового газотермического напыления обеспечивают получение покрытий высокого качества и позволяют достичь уровня адгезионной прочности 100 — 250 МПа, что сравнимо с максимальными значениями того же показателя для вакуумных плазменных покрытий.

Конструктивные особенности генераторов высокотемпературных двухфазных потоков, отличающие их от обычных генераторов высокотемпературных сверхзвуковых газовых потоков, определяются необходимостью ввода в газовый поток дисперсной фазы. Причем ввод частиц должен производиться на участке газодинамического тракта, предшествующем протяженному разгонному каналу, в котором происходит релаксация (выравнивание) их параметров (температуры и скорости) с параметрами газа. Конструкция устройства ввода должна обеспечивать как можно более равномерное распределение дисперсной фазы в газовой по сечению разгонного канала и минимальное значение радиальной составляющей скорости частиц для предотвращения выноса их на стенки канала. Необходимо отметить, что для устройств с требуемым ресурсом более одной минуты является недопустимым наличие сужающихся участков в частях газодинамических трактов с движущейся высокотемпературной двухфазной средой (имеются в виду температуры, превышающие рабочие температуры тугоплавких износостойких соединений). Это обстоятельство не позволяет осуществлять ввод частиц непосредственно в камеры сгорания генераторов, выполненных по классической «ракетной» схеме с соплом Лавала.

Рассматривая генераторы высокотемпературных двухфазных потоков, выполненные по схеме с соплом Лавала, можно выделить две основные компоновочные схемы: а) с аксиальной подачей частиц в дозвуковую часть сопла Лавала вблизи его критического сечения через канал в охлаждаемом пилоне, установленном на оси камеры сгорания; б) с радиальной подачей частиц в конце сверхзвукового участка сопла через два или более наклонных, симметрично расположенных и направленных по потоку, каналов. Однако в силу отмеченных недостатков каналов переменного поперечного сечения более эффективно нагрев частиц происходит в генераторах высокотемпературного двухфазного потока, выполненных по схеме с разделением участков нагрева и ускорения. В подобных устройствах может быть достигнута тепловая релаксация фаз для частиц с дисперсностью в полтора - два раза более высокой, чем в устройствах традиционных схем той же мощности (определяемой расходом топливных компонентов). В то же время схема обеспечивает достаточную равномерность распределения дисперсной фазы вследствие воздействия на нее в протяженном канале нагрева газового потока, турбулизированного в первом узле подвода. Градиент концентрации

дисперсной фазы, возникающий из-за радиального скольжения фаз в расширяющемся сверхзвуковом участке сопла, существенно сглаживается при длине разгонного канала. Кроме того, эта схема позволяет полноценно использовать в качестве транспортирующего газа один из газообразных компонентов, т.к. время нахождения газовой смеси в канале разгона превышает характерное время химической реакции.

В данной работе предлагается схема двухкамерного генератора высокоскоростного высокотемпературного двухфазного потока (рисунок 1). Она обладает достоинствами схем с разделением участков нагрева и ускорения частиц, и с соплом Лавала. В то же время, предлагаемая схема лишена недостатков, присущих каждой из вышеупомянутых.

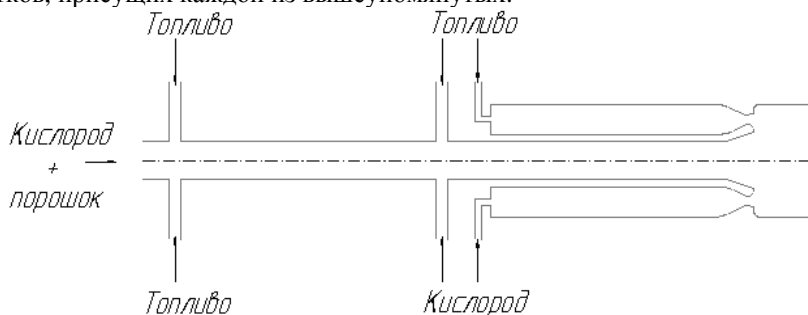


Рис. 1 – Компоновочная схема двухкамерного генератора высокоскоростного высокотемпературного двухфазного потока

Список литературы: 1. Покрытия и обработка поверхности для защиты от коррозии и износа: Сб. статей под ред. К. Н. Страффорда, П. К. Даты, К. Дж. Гуджена. Пер. с англ./ под ред. В. В. Кудинова. – М.: Металлургия, 1991. – 436 с. 2. Грилихес С. Я. Электролитические и химические покрытия: теория и практика / С. Я. Грилихес, К. И. Тихонов – Л.: Химия. Ленинградское отд-е, 1990. – 288с. 3. Витязь П. А. Основы нанесения износостойких, коррозионностойких и теплозащитных покрытий. П. А. Витязь, А. Ф. Ильющенко, А. И. Шевцов: НАН Беларуси; Ин – т порошковой металлургии. – Минск: Белорусская наука, 2006. – 363с. 4. Детонационное нанесение покрытий на детали АД и технологического оснащения с последующей магнитно - абразивной обработкой. / В.О.Богуслаев, А.И. Долматов П.Д. Жеманюк и др. – Запорожье: “Дека”, 1996. – 437 с. 5. Антошин Е. В. Газотермическое напыление покрытий. Под ред. И. А. Антонова и Д. Л. Глизманенко. – М.: Машиностроение, 1974. – 253с. 6. Борисов Ю. С. Плазменные порошковые покрытия, Ю. С. Борисов, А. Л. Борисова. – К.: Техника, 1986. – 222 с. 7. Бартенев С. С. Детонационные покрытия в машиностроении / С. С. Бартенев, Ю. П. Федько, А. И. Григорьев. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отд-е, 1982. – 215 с. 8. Фролов В.А. Технологические особенности методов сверхзвукового газотермического напыления / Технология машиностроения. - 2006. - №2. с. 45 – 53. 9. Вольберг В. В. Устройство и эксплуатация оборудования для металлопокрытий и окрашивания / В. В. Вольберг, А. Ю. Волков – Учеб. для ПТУ – М.: Высш. школа, 1991. – 335 с. 10. Какуевичкий В. А. Применение газотермических покрытий при изготовлении и ремонте машин. – К.: Техника, – 1989. – 174 с. 11. Нанесение покрытий способом газопламенного напыления. – М.: ВНИИАвтоген Машгиз, 1958. – 83 с.

Поступила в редакцию 21.04.08

*В.Е. КАРПУСЬ, В.А. ИВАНОВ*

## **СОВРЕМЕННЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКЕ СТАНКОВ С ЧПУ**

У статті розглянута обробка корпусних деталей на багатопільових верстатах та наведена класифікація корпусних деталей. Розроблено нову класифікацію переналаджуваних установочно-затискних пристроїв та класифікацію механізмів регулювання установочних елементів пристроїв для верстатів з ЧПК. Отримані формули для визначення часу регулювання установочних елементів у залежності від їх параметрів.

This article describes the case-shaped part processing at machining centers and case-shaped part classification are presented. The new locate-and-clamp fixture classification and the adjustment mechanism classification of location elements for Direct Numerical Control machine tools are developed. The adjustment time laws of location elements against their parameters are received.

Многоцелевые станки (МС) составляют значительную часть парка металлорежущего оборудования. На них возможна комплексная последовательная обработка деталей различными инструментами с их автоматической сменой из инструментального магазина. В большинстве случаев станки сверлильно-фрезерно-расточной группы снабжаются поворотными или глобусными столами, позволяющими выполнять обработку сложных деталей с нескольких сторон при неизменном их закреплении. На выбор компоновки МС влияет масса, форма и габаритные размеры обрабатываемой детали.

МС вертикальной компоновки, т.е. станки с расположением оси шпинделя перпендикулярно плоскости стола, обеспечивают свободный подход режущего инструмента к обрабатываемой поверхности заготовки. Такие станки предпочтительно использовать для обработки деталей с одной стороны. МС горизонтальной компоновки, когда ось шпинделя станка параллельна плоскости стола, в основном, применяются для обработки крупногабаритных деталей, требующих обработки с нескольких сторон, например, корпусов коробок подач, картеров и головок двигателей и т.д. Такая компоновка МС обеспечивает хороший отвод стружки из зоны резания.

На многоцелевых сверлильно-фрезерно-расточных станках с ЧПУ в основном обрабатывают плоские (43% от общего количества обрабатываемых деталей), фигурные (36%) и корпусные детали (21%), трудоемкость изготовления которых составляет 19%, 24% и 57% соответственно [1].

В большинстве изделий машиностроения корпусные детали (КД) занимают основное положение по весу, сложности, трудоемкости и себестоимости изготовления. С их помощью обеспечивается требуемое взаимное расположение входящих в узел или механизм деталей, их крепление и соединение. КД отличаются большим разнообразием конструкций, размерами, формой и пространственным расположением обрабатываемых поверхностей. К ним относятся корпуса редукторов, коробки скоростей и коробки подач станков,

блоки цилиндров двигателей автомобилей, тракторов, компрессоров, корпуса шпиндельных блоков многошпиндельных автоматов и полуавтоматов и др. Наиболее распространены КД, ширина которых составляет 400–700 мм [1]. Диаграммы распределения КД по различным параметрам приведены на рис. 1.

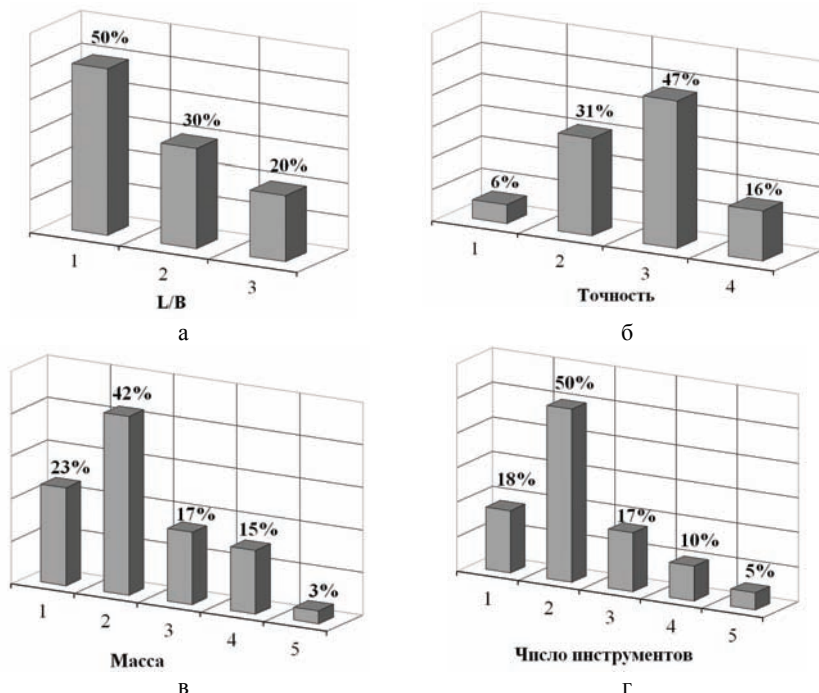


Рис. 1. Диаграммы распределения КД: а) по отношению длины детали L к ширине В: 1 – меньше 1,6; 2 – 1,6...2,5; 3 – более 2,5; б) по точности: 1 – 6 квалитет; 2 – 7 квалитет; 3 – 8 квалитет; 4 – 9 квалитет; в) по массе: 1 – до 40 кг; 2 – 40...160 кг; 3 – 160...500 кг; 4 – 500...1000 кг; 5 – свыше 1000 кг; г) по количеству используемого при обработке инструмента: 1 – до 10 инструментов; 2 – до 20; 3 – до 30; 4 – до 40; 5 – более 40

Из рис. 1, а следует, что 80% деталей имеют отношение длины детали к ширине не более 2,5. Распределение деталей по точности (рис. 1, б) показывает, что 78% деталей требуют обработки по 7–8 квалитету точности, при этом 82% от общего количества (рис. 1, в) составляют детали массой до 500 кг. Для обработки 85% КД требуется не более 30 инструментов (рис. 1, г) [2].

Таким образом, наиболее востребованы МС с шириной рабочего стола 500–800 мм для обработки КД по 7–8 квалитету точности. Станки с указанной шириной стола позволяют производить обработку деталей массой до 800 кг и относятся к легким станкам [1, 3]. Для указанных габаритных размеров и массы деталей в основном применяются МС с горизонтальным распо-



ложением шпинделя и поворотным или глобусным столом, допускающим обработку КД с нескольких сторон без переустановки.

На рис. 2 представлена классификация КД. По числу обрабатываемых сторон КД можно разделить на детали, обрабатываемые с одной стороны, с двух – четырех сторон, с пяти – шести сторон, а также с семи – восьми сторон. В зависимости от числа обрабатываемых сторон выбирается компоновка МС и тип стола.



Рис. 2. Классификация корпусных деталей

Расположение обрабатываемых поверхностей зависит от конфигурации КД. Корпуса бывают разъемными и неразъемными. Разъемным называется корпус, имеющий поверхность, которая делит его на две или более частей и проходит по оси одного или нескольких базовых отверстий. Корпус, представляющий собой целостную конструкцию, называется неразъемным.

Разъемные КД делятся на детали с одной или с двумя плоскостями разъема, которые могут быть как параллельные, так и непараллельные между собой.

Под установочными элементами в конструкции детали понимают специальные лапы для установки КД в изделии. Так, детали коробчатой формы относятся к деталям с установочной поверхностью. Примером деталей, не имеющих установочных поверхностей, могут служить крышки, кожухи.

Форма базовых поверхностей КД, влияющая на выбор схемы базирования, может быть плоской, цилиндрической или комбинированной.

Технологическая оснастка (ТО), применяемая на МС, является одним из важнейших элементов технологической системы, обеспечивающим требуе-

мую гибкость, высокую производительность и точность обработки. Гибкость – это способность ТО к переналадке для обработки заданной номенклатуры деталей путем замены или регулирования ее отдельных элементов. Производительность переналадки ТО отражает затраты вспомогательного времени, на величину которых большое влияние оказывает конструкция применяемой оснастки. От нее зависит время на установку и снятие детали, на переналадку и управление установочно-зажимным приспособлением (УЗП), очистку базовых поверхностей и т.д. Кроме того, обработка на МС связана с повышенными требованиями к гибкости, надежности, максимальной инструментальной доступности и т.д. Важным фактором сокращения вспомогательного времени является уменьшение времени переналадки ТО при переходе к обработке деталей другого типоразмера за счет оптимального выбора механизмов регулирования установочных и зажимных элементов УЗП.

Точность ТО – это способность придавать заготовке определенное положение в системе координат станка и сохранять его в течение всего процесса обработки, тем самым обеспечивая высокую точность обработки, которая в большой степени зависит от точности изготовления оснастки, точности ее установки на рабочем столе станка, погрешности установки заготовок в УЗП и т.д.

Учитывая высокую гибкость и производительность современных МС, на них целесообразно применять УЗП, обеспечивающие обработку широкой номенклатуры деталей. По общности способов обеспечения гибкости УЗП можно объединить в две группы: переналаживаемые и сборные. К первой группе относятся универсально-безналадочные приспособления (УБП), переналадка которых осуществляется регулированием положения установочно-зажимных элементов; универсально-наладочные приспособления (УНП), обеспечивающие установку заготовок другого типоразмера при помощи специальных сменных наладок; специализированные наладочные приспособления (СНП), которые также состоят из специализированного по схеме базирования и виду обработки типовых групп обрабатываемых деталей базового агрегата и сменных наладок, и предназначены для установки и закрепления близких по конфигурации заготовок различных габаритных размеров с общей схемой базирования; специализированные безналадочные приспособления (СБП), отличающиеся от УБП меньшей универсальностью.

К сборным приспособлениям относятся универсально-сборные (УСП); сборно-разборные (СРП); универсально-сборные механизированные приспособления для станков с ЧПУ (УСПМ-ЧПУ), являющиеся развитием системы УСП; универсально-сборная переналаживаемая оснастка (УСПО). В основу всех видов сборных приспособлений положен агрегатно-модульный принцип построения, предполагающий рациональное разделение УЗП на агрегаты, которые могут многократно использоваться при создании различных модификаций УЗП одного или различных типов.

Каждая система станочных приспособлений имеет свою область применения, а также точность обработки деталей. Например, по данным [4, 5],

применение УНП и СНП позволяет получить 8–9 квалитет точности обработки поверхностей деталей, УСП – 8–10 квалитет, а СРП – 7–9 квалитет.

В справочнике [6] указано, что системы УНП и СНП по рациональной величине коэффициента загрузки оборудования перекрывают диапазоны, характерные для УСП, СРП и специальных приспособлений.

Основные достоинства УБП, УНП, СБП и СНП следующие: близость по точности, габаритным размерам, массе и удобству в работе к неразборным УЗП; жесткость конструкций; минимальные погрешности установки заготовок; возможность механизации зажима заготовок. Достоинства сборных приспособлений связаны с тем, что они обеспечивают: возможность получения специализированной технологической оснастки, наиболее полно отвечающей решению конкретной технологической задачи; сокращение трудоемкости проектирования и изготовления за счет высокой степени унификации и стандартизации элементов и узлов конструкции; увеличение надежности за счет совершенствования конструктивных параметров деталей и узлов; улучшение условий эксплуатации и ремонтпригодности за счет уменьшения разнообразия конструкций элементов УЗП; удешевление производства [7].

Анализ современного украинского производственного опыта показывает, что большая комплектность систем станочных приспособлений УСП, УСПО, СРП, обуславливающие их высокую стоимость, не соответствует экономическим возможностям машиностроительных предприятий. Так, например, стоимость комплекта элементов приспособлений УСП-8 на сегодняшний день составляет более 400 тысяч гривен. Поэтому применение систем приспособлений УНП, УБП, СНП, СБП предпочтительнее, так как не требуют крупных предварительных капитальных вложений.

Переналадка безналадочных систем приспособлений осуществляется путем регулирования положения установочно-зажимных элементов. В наладочных приспособлениях при переходе на обработку новой детали проектированию и изготовлению подлежит только сменная наладка.

Классификация переналаживаемых приспособлений представлена на рис. 3. Инструментальная оснастка в сочетании со стандартным режущим инструментом обеспечивает выполнение различных технологических операций; непрерывную работу оборудования за счет быстросменности и предварительной настройки режущего инструмента вне станка; повышение эффективности эксплуатации станков с ЧПУ.

Структура УЗП показывает назначение и взаимодействие отдельных структурных элементов, часть из которых непосредственно связана с объектом обработки и оказывает влияние на точность обработки, а другие – обеспечивают переналадку и необходимые вспомогательные функции. Каждый элемент УЗП должен обладать необходимым уровнем переналаживаемости, чтобы в совокупности обеспечить требуемую гибкость всего приспособления.



Рис. 3. Классификация перенастраиваемых установочно-зажимных приспособлений для станков с ЧПУ

В структуре УЗП (рис. 4) можно выделить следующие основные элементы. Корпус УЗП объединяет в одно целое отдельные узлы и детали приспособления. Установочные элементы (УЭ) обеспечивают реализацию теоретической схемы базирования. К ним относятся все детали, на которые осуществляется установка объекта обработки в приспособлении. Зажимные элементы (ЗЭ) прижимают объект обработки к УЭ и обеспечивают его жесткую фикса-

цию. Вспомогательные элементы реализуют в УЗП функции, связанные с выгрузкой деталей, управлением приводом приспособления, дополнительным поддержанием детали и т.п. Сменные и регулируемые наладки предназначены для установки деталей другого типоразмера.



Рис. 4. Структура установочно-зжимного приспособления

Механизмы регулирования наладок, УЭ, ЗЭ и перемещения узла зажима обеспечивают изменение положения регулируемых наладок, УЭ и ЗЭ в системе координат приспособления относительно корпуса и других элементов, обеспечивая высокую гибкость УЗП.

В результате анализа переналаживаемой оснастки предлагается классификация механизмов регулирования установочных элементов УЗП для станков с ЧПУ (рис. 5).

Рассмотрим представленную классификацию на примере опор. Основные опоры служат для базирования заготовки в приспособлении, то есть они определяют положение обрабатываемой заготовки в рабочей зоне станка относительно режущего инструмента. Вспомогательные опоры применяют для повышения устойчивости и жесткости обрабатываемой заготовки в приспособлении при обработке на станке. Их вводят в соприкосновение с заготовкой после ее установки на основные опоры и таким образом они превращаются в дополнительные жесткие опоры.

По виду установочных элементов опоры разделяются на регулируемые, самоустанавливающиеся и подводимые. Регулируемые опоры применяют для установки заготовок по обработанным и необработанным базовым поверхностям при больших колебаниях припуска на механическую обработку, при выверке заготовок по разметочным рискам, а также при переходе к обработке другой детали. Они устанавливаются в корпусе приспособления по резьбе и стопорятся контргайкой.

Для регулирования опор применяются винтовые (рис. 6, а-в), клиновые (рис. 6, г) и клиноплунжерные (рис. 6, д) механизмы регулирования. В зависимости от степени автоматизации процесса переналадки УЭ могут регулироваться вручную, механизированно или автоматически.



Рис. 5. Классификация механизмов регулирования установочных элементов УЗП для станков с ЧПУ

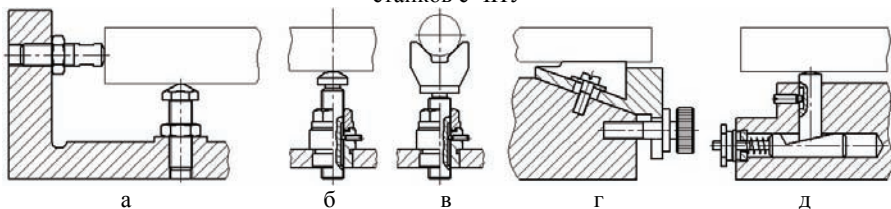


Рис. 6. Схемы установки заготовок на регулируемые опоры

Самоустанавливающиеся опоры (рис. 7, а) применяются для установки крупногабаритных заготовок по обработанным или необработанным поверхностям, а также для установки тонкостенных заготовок с целью повышения их жесткости в процессе обработки. Опорная точка самоустанавливающейся опор находится выше основной базовой плоскости приспособления, но под действием веса заготовки она утопает, занимая положение основных опор приспособления, и фиксируется. Подводимые опоры (рис. 7, б) применяются для повышения жесткости заготовки в процессе обработки на станке. У подводимых опор опорная точка находится ниже основных опор приспособления и после установки и закрепления подводится к заготовке и фиксируется в необходимом положении. Регулируемые призмы (рис. 8) применяют для базирования заготовок по наружным цилиндрическим поверхностям. Преимуществом регулируемых призм является возможность установки и закрепления на двух регулируемых призмах обрабатываемой заготовки с базовыми поверхностями разных диаметров.

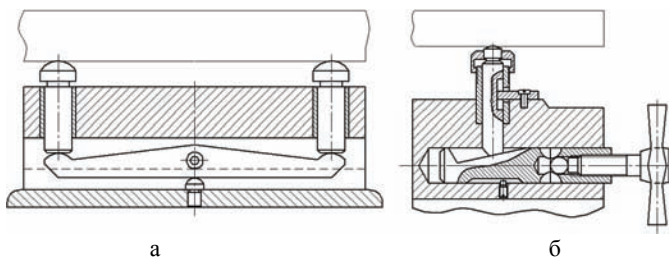


Рис. 7. Схемы установки заготовок на вспомогательные опоры

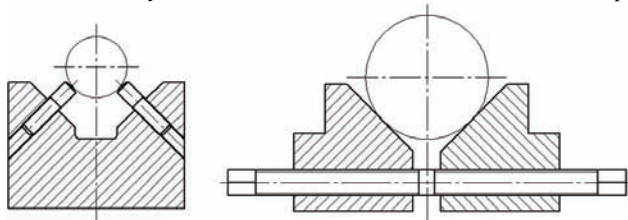


Рис. 8. Схемы установки заготовок на регулируемые призмы

Опорные пластины и постоянные опоры применяют для базирования заготовок в приспособлении по плоским поверхностям. Опорные пластины бывают двух исполнений (рис. 9): плоские, устанавливаемые на вертикальных стенках корпуса УЗП, и с косыми пазами, устанавливаемые на горизонтальных поверхностях корпуса приспособления. Постоянные опоры изготавливают с плоской, сферической или насеченной головками (рис. 10). Опорные пластины и постоянные опоры регламентируются стандартами [8-11]. Опоры с плоской головкой и опорные пластины применяют при обработке заготовок с обработанной базовой поверхностью, а на опоры со сферической или насеченной головкой устанавливают заготовки с необработанной базовой поверхностью. Предельные нагрузки на постоянные опоры и опорные пластины представлены в [12].

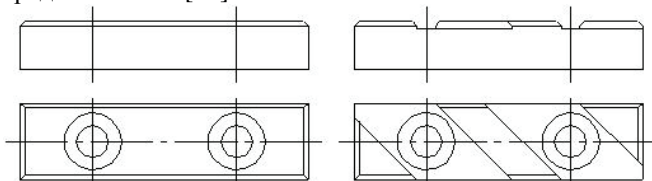


Рис. 9. Опорные пластины

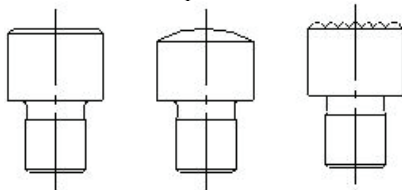


Рис. 10. Постоянные опоры

При базировании КД по плоскости и двум отверстиям или по двум плоскостям и отверстию в качестве УЭ применяют установочные пальцы. Стандарты [13-16] предусматривают постоянные и сменные установочные пальцы, а также цилиндрические и срезанные. Примеры установочных пальцев приведены на рис. 11.

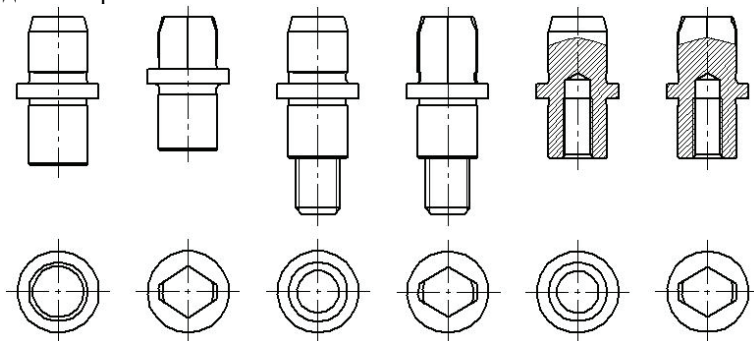


Рис. 11. Установочные пальцы

Время регулирования установочных элементов в УЗП зависит от их конструкции и параметров. Например, для винтовой регулируемой опоры основными параметрами, влияющими на время регулирования, являются диаметр опоры  $d$ , шаг резьбы  $P$  и длина регулирования  $L$ .

Диаметр опоры выбирается в зависимости от массы заготовки. Расчет на прочность позволяет определить предельную нагрузку на опору, которая не вызывает деформаций последней и обеспечивает ее нормальную эксплуатацию. Учитывая силу зажима, можно определить максимальную массу заготовки, устанавливаемой на рабочем столе МС. Результаты расчета (табл.) и данные [1] позволяют сделать вывод, что регулируемые опоры диаметром более 24 мм применять на МС нецелесообразно, так как грузоподъемность стола большинства МС не превышает 1500 – 2000 кг.

Таблица – Основные характеристики винтовых регулируемых опор

Диаметр регулируемой опоры, мм	6	8	10	12	16	20	24
Предельная нагрузка на одну опору, кН	1	1,4	2	2,8	5	7,5	16
Максимальная масса заготовки при установке на три опоры, кг	50	120	200	340	800	1000	2500

Шаг резьбы зависит от диаметра опоры и существенно влияет на точность регулирования. Для опор диаметром 6...10 мм рекомендуется применять резьбы с шагом 0,5...1,5 мм, для опор диаметром 12...20 мм – 0,5...2,5 мм, а для опор диаметром 24 мм – 0,5...4 мм [17].

Величина погрешности, которая возникает при установке регулируемой опоры, зависит от погрешностей базирования, закрепления, износа, а также установки приспособления на станке. Износ установочной поверхности регу-



лируемой опоры неравномерен во времени. График, отображающий характер износа, и формулы для его расчета приведены в [12]. Погрешность установки приспособления на станке выражается осевым зазором, возникающим между профилями витков метрической резьбы, и может быть рассчитана по формуле, приведенной в [18].

Длина регулирования устанавливается в зависимости от выбранной схемы базирования и конструкции детали.

С использованием общемашиностроительных нормативов [19] нами получена формула для определения времени регулирования  $T_{рег}$  положения опоры приспособления в зависимости от ее диаметра (6...42 мм), шага резьбы (0,5...4 мм) и длины регулирования (8...40 мм). Погрешность расчета не превышает 9%.

$$T_{рег} = (0,563 + 0,011 \cdot d) \cdot (0,114 + 0,038 \cdot L) \cdot (1,881 \cdot e^{-1,009 \cdot P} + 0,312).$$

С увеличением диаметра опоры и длины регулирования, а также с уменьшением величины шага резьбы время регулирования увеличивается (рис. 12).

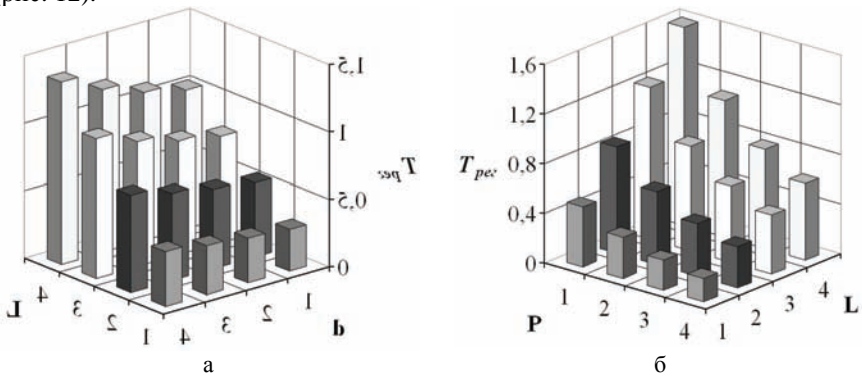


Рис. 12. Диаграммы зависимости времени регулирования  $T_{рег}$  винтовой регулируемой опоры: а) от диаметра опоры и длины регулирования при  $P = 1$  мм: 1 –  $d = 6$  мм; 2 –  $d = 10$  мм; 3 –  $d = 16$  мм; 4 –  $d = 24$  мм; 1 –  $L = 10$  мм; 2 –  $L = 20$  мм; 3 –  $L = 30$  мм; 4 –  $L = 40$  мм; б) от шага резьбы и длины регулирования при  $d = 10$  мм: 1 –  $P = 0,5$  мм; 2 –  $P = 1$  мм; 3 –  $P = 1,5$  мм; 4 –  $P = 2$  мм; 1 –  $L = 10$  мм; 2 –  $L = 20$  мм; 3 –  $L = 30$  мм; 4 –  $L = 40$  мм

Если необходимо изменить положение опоры в пределах 10 мм, целесообразно использовать клиновой механизм регулирования (рис. 13). При угле скоса  $\alpha \leq 10^\circ$  он является самотормозящим [12].

При переналадке клиновой регулируемой опоры основными параметрами, которые влияют на время регулирования, являются шаг резьбы  $P$  регулировочного винта, высота регулирования  $H$ , на которую производится переналадка, и угол скоса клина  $\alpha$ .

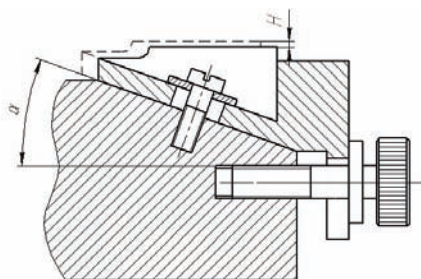


Рис. 13. Основные параметры клиновой регулируемой опоры

Проведен анализ и получена зависимость времени регулирования клиновой опоры от шага резьбы регулировочного винта, высоты регулирования и угла скоса клина. Погрешности расчета не превышают 10%.

$$T_{pec} = (2,132 - 0,61 \cdot P) \cdot \left( 0,061 + 0,019 \cdot \frac{H}{\operatorname{tg} \alpha} \right).$$

Диаграммы, приведенные на рис. 14, свидетельствуют о том, что время регулирования увеличивается при увеличении высоты регулирования и уменьшении величины шага резьбы и угла скоса клина.

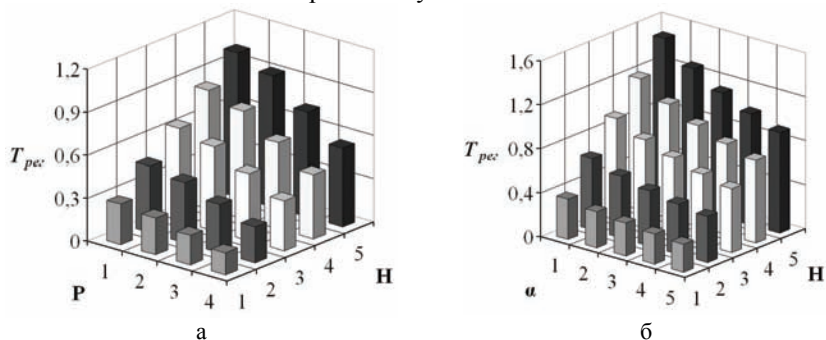


Рис. 14. Диаграммы зависимости времени регулирования  $T_{pec}$  клиновой регулируемой опоры: а) от шага резьбы и высоты регулирования при угле скоса  $\alpha = 10^\circ$ : 1 –  $P = 0,75$  мм; 2 –  $P = 1$  мм; 3 –  $P = 1,5$  мм; 4 –  $P = 2$  мм; 1 –  $H = 1$  мм; 2 –  $H = 2$  мм; 3 –  $H = 3$  мм; 4 –  $H = 4$  мм; 5 –  $H = 5$  мм; б) от высоты регулирования и угла скоса клина при шаге резьбы  $P = 1$  мм: 1 –  $\alpha = 6^\circ$ ; 2 –  $\alpha = 7^\circ$ ; 3 –  $\alpha = 8^\circ$ ; 4 –  $\alpha = 9^\circ$ ; 5 –  $\alpha = 10^\circ$ ; 1 –  $H = 1$  мм; 2 –  $H = 2$  мм; 3 –  $H = 3$  мм; 4 –  $H = 4$  мм; 5 –  $H = 5$  мм

Перспективным направлением развития конструкций УЗП для станков с ЧПУ является разработка систем автоматической переналадки установочных и зажимных элементов УЗП путем регулирования их положения по трем осям координат при смене объекта обработки по управляющей программе.

Основными направлениями развития переналаживаемых приспособлений являются: повышение жесткости и точности установки заготовок; повышение производительности за счет сокращения затрат времени на переналад-

ку, а также применения быстродействующих механизированных прижимных устройств; применение переналаживаемых устройств, расширяющих технологические возможности обработки заготовок без изменения их базирования; повышение надежности приспособлений; автоматизация и механизация процесса переналадки УЗП; обоснованное уменьшение разнообразия конструкций УЗП и повышение степени унификации их элементов; определение условий эффективного применения различных типов УЗП в конкретных производственных условиях.

**Выводы:** 1) Для оснащения металлорежущего оборудования в украинском машиностроении целесообразно применять переналаживаемые безналадочные и наладочные приспособления, учитывая большие капитальные затраты на внедрение комплектов сборных приспособлений; 2) На станках с ЧПУ необходимо использовать механизированные переналаживаемые приспособления с быстродействующими зажимными устройствами, развивая подходы к разработке систем автоматической переналадки УЗП; 3) Актуальной является разработка системы выбора конструкции приспособления, оптимально сочетающего его функциональные характеристики на основе прогнозирования показателей производительности и точности обработки при условии обеспечения требуемой гибкости.

Список литературы: 1. Брон А.М. Обработка корпусных деталей на многоцелевых станках с ЧПУ. – М.: Машиностроение, 1986. – 47 с. 2. Прокопенко В.А., Федотов А.И. Многооперационные станки/ Под общ. ред. А.И. Федотова. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 180 с. 3. Автоматизация технологической подготовки производства. Учебн. пособие по курсам «Автоматические системы ТПП» и «Автоматизация конструкторского и технологического проектирования». – Тамбов: Изд-во ТГТУ, 2002. – 33 с. 4. Коваленко А.В. Точность обработки на станках и стандарты. – М.: Машиностроение, 1992. – 160 с. 5. Сакович А.А. Станочные приспособления многократного применения: Учебно-методическое пособие по дисциплине «Проектирование технологической оснастки» для студентов специальности 12.01 – Технология машиностроения. – Минск, 1992. – 50 с. 6. Справочник технолога-машиностроителя: В 2 т./ Под ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1986. – Т.2. – 4-е изд., перераб. и доп. – 496 с. 7. Обратимая технологическая оснастка для ГПС/ Н.Д. Жолткевич, И.Я. Мовшович, А.С. Кобзев и др. – К.: Техніка, 1992. – 216 с. 8. ГОСТ 13440-68. Опоры постоянные с плоской головкой для станочных приспособлений. Конструкция. 9. ГОСТ 13441-68. Опоры постоянные со сферической головкой для станочных приспособлений. Конструкция. 10. ГОСТ 13442-68. Опоры постоянные с насеченной головкой для станочных приспособлений. Конструкция. 11. ГОСТ 4743-68. Пластины опорные для станочных приспособлений. Конструкция. 12. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 277 с. 13. ГОСТ 12209-66. Приспособления станочные. Пальцы установочные цилиндрические постоянные. Конструкция. 14. ГОСТ 12209-66. Приспособления станочные. Пальцы установочные срезанные постоянные. Конструкция. 15. ГОСТ 12211-66. Приспособления станочные. Пальцы установочные цилиндрические сменные. Конструкция. 16. ГОСТ 12212-66. Приспособления станочные. Пальцы установочные срезанные сменные. Конструкция. 17. ГОСТ 16093-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором. 18. Блаер И.Л. Взаимодействие витков затянутой резьбы// Вестник машиностроения. – 2005. – №7. – С. 3-8. 19. Общемашиностроительные нормативы времени на слесарную обработку деталей и слесарно-сборочные работы по сборке машин. Мелкосерийное и единичное производство. – 2 изд. – М.: Машиностроение, 1974. – 220 с.

*Поступила в редколлегия 26.06.07*

*С.А. СЛАДКИХ, В.Н. ТКАЧЕНКО*

## **ПРИМЕНЕНИЕ ВОЛНОВЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ В ПРИВОДАХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ**

Приводиться описания способів застосування хвильових передач у приводах різних систем, обґрунтування правильності вибору параметрів хвильової передачі, зроблені висновки. Вони можуть бути використані при розробці та вдосконаленні приводів керування систем у машинах різного призначення.

Description over of methods of application of wave transmissions in the occasions of different systems is brought, obrountouvannya rightness of choice of parameters of wave transmission, done conclusions. They can be used for development and perfection of occasions of management of the systems in the machines of a different setting.

Постановка задачи. Опыт применения волновых передач в приводах различных систем показал, что их применение позволяет существенно снизить вес привода без снижения передаточного отношения. Это свойство заслуживает большого внимания для улучшения характеристик приводов управления.

К механическим передачам, применяемым в системах управления, предъявляется ряд дополнительных требований. Это в первую очередь минимизация погрешностей передачи, минимизация приведенного момента инерции, а для бортовой аппаратуры предъявляются требования минимизации габаритов и массы.

Всем перечисленным требованиям волновые зубчатые передачи удовлетворяют существенно лучше, чем обычные зубчатые передачи, планетарные и червячные. По сравнению с перечисленными, волновые редукторы позволяют уменьшить габариты и вес и во многих случаях повысить к.п.д. передачи. При передаче вращения в герметизированное пространство и в случаях повышенных требований в отношении точности и беззакорности волновые передачи не имеют себе равных. Отношение собственного веса волнового редуктора к его передаточному отношению, как правило, намного меньше указанной характеристики большинства редукторов, используемых сейчас в силовых приводах.

К настоящему времени во многих странах достигнуты значительные успехи в создании волновых передач. Уже налажено серийное производство волновых редукторов общего назначения. Универсальность волновых редукторов наглядно иллюстрируется некоторыми примерами их использования. Например, волновые передачи на базе стандартизированных деталей, производимые фирмой USM, использованных в исполнительных механизмах манипулятора, представляющего собой самоходную управляемую по радио машину, используемую для работ в зоне высокой радиации. Используемые здесь волновые передачи имеют  $U = 250$  при нагрузочной способности

280 кгм на ведомом валу и зазоре не более 3', что позволяет с высокой точностью манипулировать грузами весом более тонны. Волновая передача использована в приводе лебедки фирмы *Fairmont Railway Motors*. При общем весе 19 кг, лебедка обеспечивает подъём груза 565 кг со скоростью

18 м/мин. Использование волновой передачи для привода остронаправленной радарной антенны фирмы *Spase Corp* в несколько раз снизило вес и габариты устройства, уменьшило зазоры и повысило его надёжность и к.п.д. Длительная эксплуатация устройства показала сохранение высоких технических характеристик в течение всего срока службы. Волновые передачи применены в механизмах поворота в вертикальную плоскость винтов 4-винтового самолета с вертикальным взлетом и посадкой *Beel X22AV/Stol*. При собственном весе 18 кг каждая волновая передача создаёт момент свыше 2500 кгм при

$U = 300$ . Редуктор бортовой лебедки самолета ВВС США С-141 выполнен как сочетание волновой передачи, встроенной в барабан лебедки, что снизило общий габарит лебедки в два раза.

В качестве их преимуществ можно отметить большую плавность и бесшумность работы, хорошие динамические характеристики при реверсировании, пуске и торможении. Дальнейшие исследования показали, что волновые передачи рационально применять в механизмах передвижения башенных кранов, мотор барабанах привода контейнеров, приводах поворотных контейнеров, приводах стволов. Современная тенденция использования высокоскоростных двигателей может получить воплощение при использовании волновых редукторов. В работе [1] представлена сводная таблица с указанием механизма, в котором быть применена волновая передача. В качестве примеров использования волновых редукторов приведены конструкции механизмов поворота башенного крана и отвалообразователя. Указывается, что использование волновой передачи позволяет уменьшить вес привода в 1,6 раза и объём в 1,5 раза. Широко используются волновые редукторы для передачи вращения в герметизованное пространство и высокоточной прецизионной аппаратуре. Кинематическая точность волновой передачи, у которой зубья нарезаны по той же степени точности, что и у колес обычной зубчатой передачи, более чем в 5 раз выше последней. Погрешность вращения выходного вала волновой передачи составляет около сорока процентов суммарной погрешности зубьев колес, и допускаемая нагрузка на зубья приближается к нагрузке, соответствующей статической прочности. Это объясняется небольшой инерционностью передачи, малой относительной скоростью зубьев, усредняющем влиянием нескольких зон зацепления и многопарного контакта.

Сравним волновую передачу по основным характеристикам с сопоставимой с ней планетарной. Сравнение передач с эквивалентными характеристиками проведем по следующим критериям: коэффициент полезного действия, габаритные размеры и масса.

При одинаковом моменте на выходе передач с увеличением передаточного отношения размеры передачи с жесткими звеньями увеличиваются, а размеры волновой зубчатой передачи уменьшаются. Осевые габаритные размеры волновых передач с увеличением передаточного числа изменяются в меньшей степени, чем диаметральные. Параметры сравниваемых передач рассчитывались при одинаковых оборотах на их выходах, что эквивалентно уменьшению мощности на их выходах и увеличением передаточного числа.

Несмотря на несколько большие осевые габариты волновая передача отличается значительно меньшей металлоемкостью, меньшей заполненностью объема металлом, хотя существуют конструктивные разновидности передач с короткими симметричными гибкими колесами, имеющими незначительные свободные полости. Их габариты в осевом направлении соизмеримы с аналогичными по параметрам планетарными передачами.

Сопоставление масс редукторов проведено в диапазоне передаточных отношений от 200 до 300. Из сравнения следует, что масса волновой передачи на 40...60% меньше массы различных планетарных передач.

КПД волновой зубчатой передачи зависит от передаточного числа в меньшей степени, чем КПД планетарных редукторов, но КПД передач сопоставимы, а в некоторых случаях ПД волновой передачи меньше.

В результате сравнения следует, что ввиду относительно меньшей металлоемкости и габаритных размеров, и сравнительно невысокого КПД, но значительно большей точности волновой передачи, элементы которой выполнены с той же степенью точности, что и элементы планетарной передачи, ее целесообразно применять в приводах систем управления, причем передаточное число желательно выбирать не менее 80...70. При продолжительной работе с максимальной нагрузкой необходим принудительный отвод тепла.

Анализ параметров нормального ряда серийных редукторов фирмы USM показал, что в зависимости от величины передаваемого момента, числа оборотов и передаточного отношения критериями нагрузочной способности будут /в порядке изложения/ изгибная прочность гибкого колеса, работоспособность подшипников генератора и контактная прочность зубьев.

Перечисленные критерии определяют, в основном, необходимость выполняемых при проектировании волновой передачи расчетов, а следовательно и направления исследований.

Список литературы: 1. Волкова Д.П. Волновые зубчатые передачи. – Киев. 1986.

*Поступила в редколлегию 12.03.08*

*В.І. ПРОСВІРНІН, Ю.О. БОГАТИРЬОВ*

## **ДО РОЗРАХУНКУ МАГНІТНОГО ПОЛЯ ПРИСТРОЇВ ВИЯВЛЕННЯ ФЕРОМАГНІТНИХ ТІЛ ІНДУКЦІЙНОГО ТИПУ**

В статті розглянуто вплив феромагнітного тіла на загальний розподіл магнітного поля пристрою виявлення індукційного типу, з урахуванням неоднорідності його магнітного поля з подальшим експериментальним підтвердженням отриманих результатів.

Influence of ferromagnetic body on the general division of the magnetic field of detecting device of induction type is considered in the article. Heterogeneity of its magnetic field with the following experimental confirmation of the received results is taken into consideration.

У агропромисловому комплексі переробляється велика кількість сипких сільськогосподарських матеріалів. Одним з показників якості цих матеріалів є нормований зміст феромагнітних домішок, встановлений нормативними документами: для муки і зерна - до 3 мг/кг, для кормів - до 30 мг/кг в продукції [1, 2]; недотримання цих вимог приводить: при потраплянні феромагнітних частинок до зниження якості продукції, більш крупних тіл - до аварійних ситуацій і передчасного виходу з ладу технологічного обладнання. Існуюче устаткування для вилучення феромагнітних тіл (ФМТ) - залізвідділювачі має велику різноманітність конструкцій, але не задовольняє сучасним вимогам ресурсоенергозбереження [3-5].

Для зниження споживання електроенергії і матеріаломісткості електротехнічних матеріалів потрібне використання індукційних пристроїв виявлення, які дозволять змінити режим роботи залізвідділювача з постійного на «очікуючий». Для визначення і обґрунтування параметрів індукційного пристрою виявлення нами зроблена спроба визначення взаємодії його неоднорідного магнітного поля і ФМТ з подальшим експериментальним підтвердженням.

За наявності ФМТ в однорідному магнітному полі ( $\text{grad } H_0=0$ ) воно створює своє (см. рис.1), яке приводить до появи сумарного, що описується виразом [6]:

$$H_R = H_0 \times \left( 1 + \frac{1}{4} \frac{(\mu - 1) d^3}{(\mu + 2) R^3} \right) \times \cos \alpha, \quad (1)$$

де  $H_0$  – напруженість однорідного магнітного поля, що створене обмоткою;  $d$  – діаметр ФМТ;  $R$  – поточна координата між ФМТ та точкою нагляду;  $\alpha$  – кут, що визначає місце розташування в просторі;  $\mu$  – магнітна проникність ФМТ.

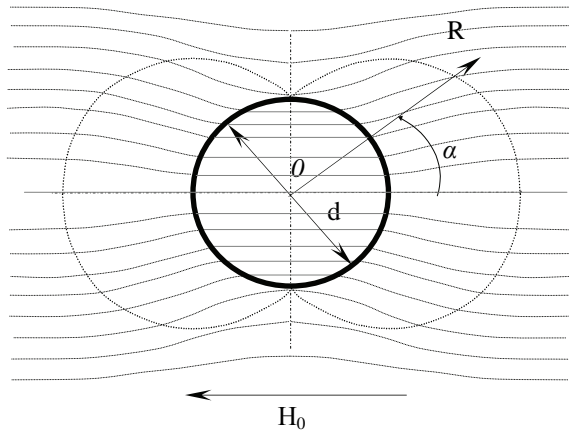


Рис. 1. Взаємодія ФМТ з однорідним магнітним полем

Вираз (1) справедлив при однорідному магнітному полі, проте в пристроях виявлення має місце неоднорідність, що зрештою впливає на сумарне поле.

В практиці розрахунку розподілу магнітного поля уздовж осі обмотки електромагнітних пристроїв авторами використовується відомий вираз:

- в полярних координатах [7]:

$$B_x = \frac{2 \cdot \pi \cdot I \cdot W}{c} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta d\theta = \frac{2 \cdot \pi \cdot I \cdot W}{c} (\cos \theta_1 - \cos \theta_2), \quad (2)$$

де  $I$  - сила струму в обмотці;  $W$  - кількість вітків обмотки;  $\theta_1, \theta_2$  - кути між точкою спостереження та краями обмотки (рис.2).

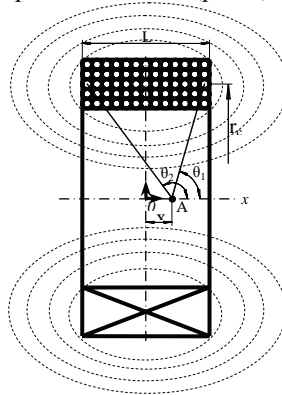


Рис. 2. До розрахунку розподілу магнітного поля пристрою виявлення ферромагнітних тіл

- в декартових координатах:



$$B_x = \frac{\mu_0 \cdot I \cdot W}{2 \cdot L} \cdot \left( \frac{\left(\frac{L}{2} + x\right)}{\sqrt{r_{cp}^2 + \left(\frac{L}{2} + x\right)^2}} + \frac{\left(\frac{L}{2} - x\right)}{\sqrt{r_{cp}^2 + \left(\frac{L}{2} - x\right)^2}} \right), \quad (3)$$

де  $L$  - довжина обмотки;  $x$  - відстань від центра обмотки до точки спостереження (рис. 2);  $r_{cp}^2$  - середній радіус обмотки.

Виражаючи (1) через магнітну індукцію з урахуванням, що  $B = \dot{r} \cdot K_0 \cdot \dot{W}$  і підставляючи в (3) отримуємо вираз, який описує сумарне магнітне поле на осі обмотки пристрою виявлення з урахуванням його неоднорідності і впливу ФМТ:

$$B_x^{sum} = \frac{\mu_0 \cdot I \cdot W}{2 \cdot L} \cdot \left( \frac{\left(\frac{L}{2} + x\right)}{\sqrt{r_{cp}^2 + \left(\frac{L}{2} + x\right)^2}} + \frac{\left(\frac{L}{2} - x\right)}{\sqrt{r_{cp}^2 + \left(\frac{L}{2} - x\right)^2}} \right) \cdot \left( 1 + \frac{1}{4} \frac{(\mu - 1) d^3}{(\mu + 2) R^3} \right) \cdot \cos \alpha, \quad (4)$$

Отримана залежність дозволяє визначити сумарну магнітну індукцію  $B_x$  від параметрів обмотки пристрою виявлення (сила струму  $I$ , середній радіус обмотки витків  $r_{cp}$ ) і параметрів ФМТ (діаметр -  $d$ , відстань від тіла до точки спостереження -  $R$ ). Результати розрахунку показано на рис. 3.

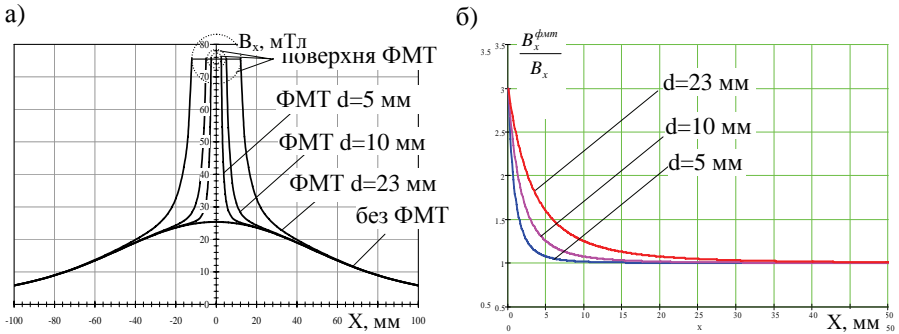


Рис. 3. Розподіл сумарного магнітного поля: а) загальний випадок; б) перевищення по відношенню до основного в залежності від відстані до поверхні ФМТ при різних його розмірах.

Як видно магнітна індукція на поверхні ФМТ зростає по відношенню до магнітної індукції основного поля приблизно в 3 рази, причому ця величина не залежить від розміру ФМТ. Величина тіла впливає, на характер зміни індукції - чим більше розмір, тим більш плавно відбувається зниження з збіль-

шенням відстані від нього.

Для підтвердження достовірності отриманої теоретичної залежності були проведені експериментальні дослідження у відповідності з схемою (см. рис. 4):

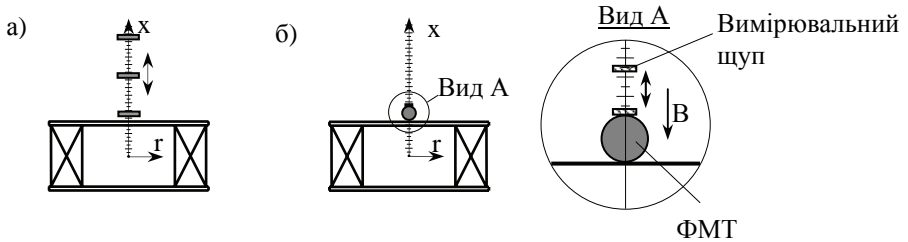
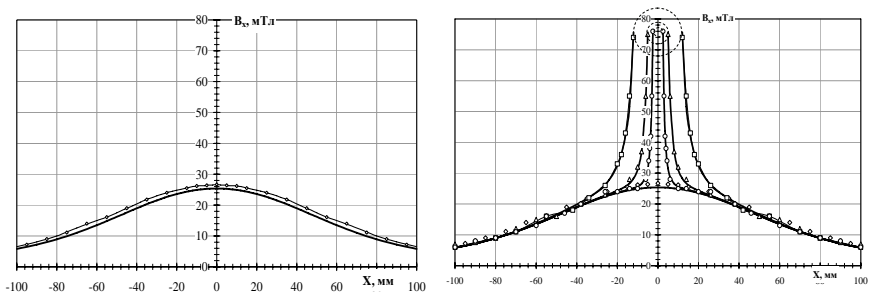


Рис. 4. Схема вимірювання розподілу магнітного поля пристрою виявлення (а) і його сумарного поля з ФМТ (б).

Вимірювання проводилися мілітесламетром ЭМ 4305 з щупом на основі датчика Холу, що дозволяє проводити виміри точкових магнітних полів. В ході експерименту варіювалися такі параметри як сила струму (від 0,5 до 3А з кроком 0,5А), відстань від поверхні ФМТ до точки спостереження – 0...100 мм з кроком в залежності від зміни характеру експериментальних даних, розмір ФМТ (від 5 до 23 мм).

Отримані експериментальні дані, і їх порівняння з теоретичними залежностями показано на рис. 5:



◇ , ○ - експериментальні точки; — - розрахункові криві.

Рис. 5. Порівняння експериментальних даних з розрахунковими: а) розподіл магнітного поля без ФМТ; б) розподіл магнітного поля в присутності ФМТ

Порівняння експериментальних даних з розрахунковими показує хорошу збіжність - відносна похибка у всьому діапазоні вимірювань не перевищує 6% при вимірюванні магнітного поля, лише в одному випадку досягає

9,4%, що для практики вимірювання магнітних полів є припустимим значенням.

Таким чином, аналіз отриманих теоретичних залежностей і експериментальна перевірка показують, що індукція магнітного поля на поверхні ФМТ не залежить від його діаметра і перевищує основне приблизно в 3 рази. В той же час розмір робить вплив на зміну характеру залежності розподілу магнітного поля - чим більше розмір ФМТ, тим більш плавно відбувається зміна індукції з збільшенням відстані від тіла.

Список літератури: 1. ГОСТ 13496.9-73 Комбикорма. Методы определения металломагнитной примеси. - Введ. 1999.07.01. - Офиц. изд. - К.: Изд-во Межгосударственного совета по стандартизации, метрологии и сертификации, 1999. - II, 12 с. 2. ГОСТ 20239-74 Мука, крупы и отруби. Метод определения металломагнитной примеси. - Введ. 1999.07.01. - Офиц. изд. - К.: Изд-во Межгосударственного совета по стандартизации, метрологии и сертификации, 1999. - II, 12 с. 3. Мещеряков И.Б. Совершенствование процесса магнитной сепарации сырья и готовой продукции комбикормового производства: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.18.12/ Моск. технол. ин-т пищ. пром-сти. - М., 1989. -22 с. 4. Сумцов В.Ф. Электромагнитные железоотделители. - М.: Машиностроение, 1978. - 174 с. 5. Чарыков В.И. Электромагнитные системы очистки сухих и жидких сельскохозяйственных продуктов от металлических примесей: Дис. д-ра техн. наук: 05.20.02, Челябинск, 2005, 354 с. 6. Поливанов К.М. Ферромагнетики. - Л.: Госэнергоиздат, 1957. - 256 с. 7. Круг К.А. Основы электротехники: В 2-х т. Т.1. Физические основы электротехники.- М.-Л.: Госэнергоиздат, 1946.- 472 с.

*Надійшла до редколегії 21.04.08*

## **УДК 621.22**

*А.М. ОНИЩЕНКО, Ю.М. ГАЛЬЦЕВ*

### **ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ГІДРОПРИВОДУ МЕХАНІЗМУ ПРЕСУВАННЯ ЛИТТЄВОЇ МАШИНИ**

В статті наведені результати теоретичних досліджень і машинного експерименту динаміки гідроприводу машини лиття під тиском, працюючої на мінеральному маслі I-20A і синтетичній рідині П20-М3; проведено порівняння динамічних характеристик і дана рекомендація про доцільність застосування в машинах лиття під тиском робочих рідин на синтетичній основі.

При пресуванні вилівок, гідропривод литтєвої машини працює в напруженому динамічному режимі. Якість перехідних процесів при цьому в значному ступені визначається конструктивними особливостями механізму пресування; процесами, що відбуваються в робочій рідині при її русі в проточній частині гідросистеми. В свою чергу характер протікання динамічних процесів визначає технологічні можливості машини лиття під тиском і впливає на якість литва. Відомо, що в більшості гідроприводів, у тому числі і

гідроприводів литтєвих машин у якості робочих рідин частіше за все застосовуються масла на мінеральній основі.

Машини лиття під тиском з гідроприводом, що працює на мінеральному маслі є об'єктом підвищеної пожежної небезпеки. У зв'язку з чим постає питання про заміну мінеральних масел на більш пожежобезпечні рідини, зокрема на робочі рідини, що мають синтетичну основу.

Проте властивості рідин на синтетичній основі, у тому числі рідина П20-М3 за деякими параметрами відрізняються від властивостей мінеральних масел. Найбільш суттєвими відмінностями, які впливають на динамічні характеристики гідроприводів є густина рідини і пружні характеристики, що визначаються її стисливістю.

У ідеальному стані, коли рідина являє собою однорідну гомогенну рідку систему, вона вважається практично нестисливою. Проте в дійсності такого стану рідин не буває. В робочій рідині гідроприводу завжди присутня деяка кількість нерозчиненого повітря, наявність якого перетворює рідину в двофазну стисливу систему. Ця система в процесі роботи гідроприводу весь час змінюється тому що в робочому режимі постійно відбуваються процеси насичення рідини повітрям (аерація) і виділення повітря із рідини (деаерація). Ці процеси визначаються кон-структивними особливостями проточної частини гідроприводу, режими його роботи і знаходяться в прямій залежності від здатності рідини до насичення повітрям і його виділенням.

Відомо, що рідина П20-М3 має високе значення тиску насичення пари при одних і тих-же умовах (тиск і температура) у порівнянні з мінеральними маслами. Тому при роботі гідроприводу на рідині П20-М3 створюються умови для інтенсифікації процесу її аерації. При цьому деаеруюча здатність рідини П20-М3 гірша ніж у мінеральних масел, тобто виділення повітря значно повільніше. Таким чином при всіх інших рівних умовах пружні властивості рідини П20-М3 такі, що в порівнянні з мінеральним маслом можуть погіршувати динамічні характеристики гідроприводу. Тому метою цього дослідження є установлення дійсних динамічних характеристик механізму пресування.

Частина гідросистеми, динамічні процеси в якій більш за все впливають на якість литва складається з циліндра пресування з мультиплікатором, агрегату уприскування і магістралей. Мультиплікатор, який вмонтовано в циліндр пресування дозволяє значно зменшити поперечні розміри пресового циліндра, знижуючи витрату робочої рідини при заповненні і гідравлічний удар. Розрахункова схема механізму пресування, що досліджується подана на рисунку 1.

Відповідно до розрахункової схеми складемо математичну модель у формі Коші.

Дана математична модель складається із рівняння зміни в часі тиску (рівняння 1-3), переміщення (рівняння 4, 5) й швидкості (рівняння 6, 7) штоків циліндрів пресування і мультиплікатора, розв'язана на ЕОМ чисельним методом Рунге-Кутта за допомогою пакета "Mathcad".

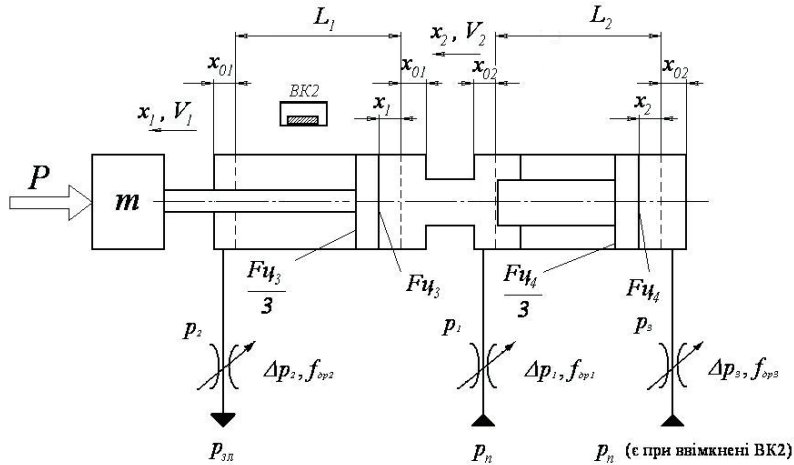


Рис. 1 – Розрахункова схема гідроприводу пресування з мультиплікатором тиску

Результати отримано у вигляді графіків , як при роботі гідроприводу на мінеральному маслі І-20А (рисунок 2-8) так і на синтетичній рідині П20-М3 (рисунок 9-15).

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{E}{(W_0 + F_{y3} \cdot x_1)} \left[ \mu \cdot f_{op1} \sqrt{\frac{2}{\rho}} |p_n - \Delta p_1 - p_1| - F_{y3} \cdot V_1 \right]; \quad (1)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{E}{(W_{01} + \frac{F_{y3}}{3} \cdot (L_1 - x_1))} \left[ F_{y3} \cdot V_1 - \mu \cdot f_{op2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} |p_2 - \Delta p_2| \right]; \quad (2)$$

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{E}{(W_{02} + F_{y4} \cdot x_2)} \left[ \mu \cdot f_{op3} \sqrt{\frac{2}{\rho}} |p_n - \Delta p_3 - p_3| - F_{y4} \cdot V_2 \right]; \quad (3)$$

$$\frac{dx_1}{dt} = V_1; \quad (4)$$

$$\frac{dx_2}{dt} = V_2; \quad (5)$$

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{1}{m_1} \left[ \left( p_1 F_{y3} - p_2 \frac{F_{y3}}{3} - R \right) + A \left( p_3 \cdot F_{y4} - p_1 \frac{F_{y4}}{2} \right) - \beta_1 V_1 \right]; \quad (6)$$

$$\frac{dV_2}{dt} = \frac{1}{m_2} \left[ p_3 F_{y4} - p_1 \frac{F_{y4}}{2} - \beta_2 V_2 - R \right]; \quad (7)$$

де  $p_1, p_2, p_3$  – тиски у відповідних порожнинах гідроциліндра пресування з мультиплікатором,  $10^7$  МПа;  $E$  – модуль пружності робочої рідини, для мінерального масла I-20A,  $E = 1500$  МПа; для синтетичної рідини П20-М3,  $E = 2100$  МПа;  $W_0 = 5 \cdot W_{ци}$  – об’єм середньої порожнини подвоєного гідроциліндра,  $47,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ ;  $W_{01} = x_{01} F_{y3}$ ;  $W_{02} = x_{02} F_{y4}$  – мертві об’єми,  $9,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ ;  $\mu$  – коефіцієнт витрати, 0,65;  $\rho$  – густина робочої рідини, для мінерального масла I-20A,  $\rho = 885 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ , для синтетичної рідини П20-М3,  $\rho = 1058 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;  $f_{оп1}, f_{оп2}, f_{оп3}$  – площини щілин відповідних дроселів,  $\text{м}^2$ ;  $m_1, m_2$  – приведені маси відповідно на штоках гідроциліндра пресування – 50 кг і гідроциліндра мультиплікатора – 100 кг;  $L_1, L_2$  – довжини ходів відповідно штока гідроциліндра пресування, 0,36 м, гідроциліндра мультиплікатора – 0,15 м;  $\beta_1, \beta_2$  – коефіцієнти тертя, також відповідно 0,05 кг/с та 0,07 кг/с;  $P$  – зустрічне навантаження, 10000 Н.

### Перехідні процеси гідроциліндра пресування, працюючого на мінеральному маслі I-20A

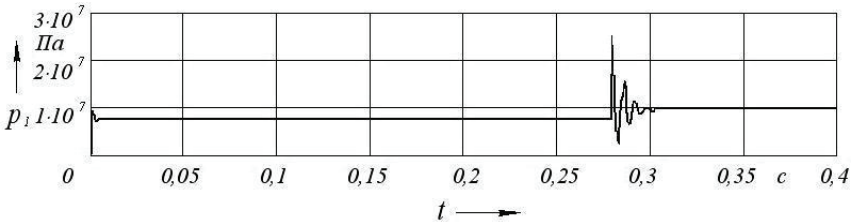


Рис. 2 – Зміна тиску в поршневій порожнині циліндра пресування  $p_1(t)$

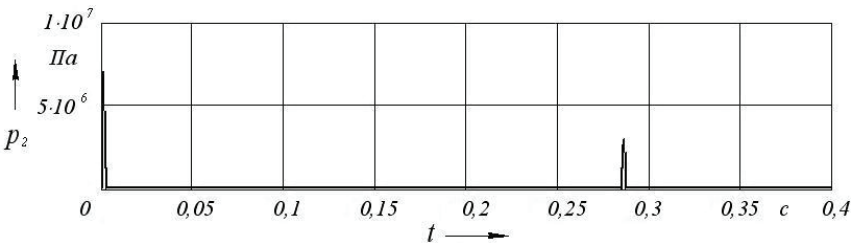


Рис. 3 – Зміна тиску в зливній порожнині циліндра пресування  $p_2(t)$

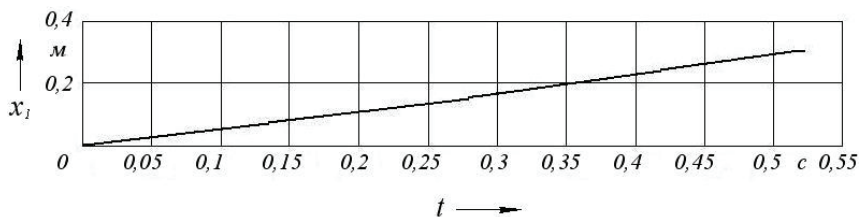


Рис. 4 – Переміщення штока циліндра пресування  $x_1(t)$

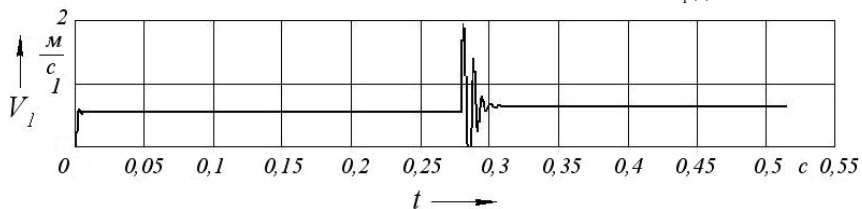


Рис. 5 – Швидкість штока циліндра пресування  $V_1(t)$

### Перехідні процеси гідроциліндра мультиплікатора тиску

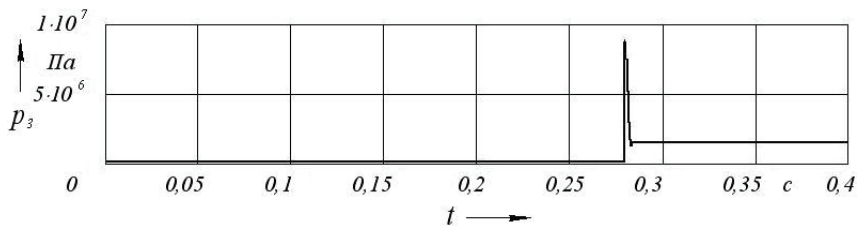


Рис. 6 – Зміна тиску в поршневій порожнині циліндра мультиплікатора  $p_3(t)$

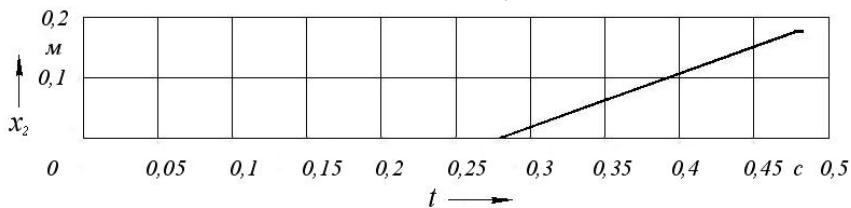


Рис. 7 – Переміщення штока циліндра мультиплікатора  $x_2(t)$

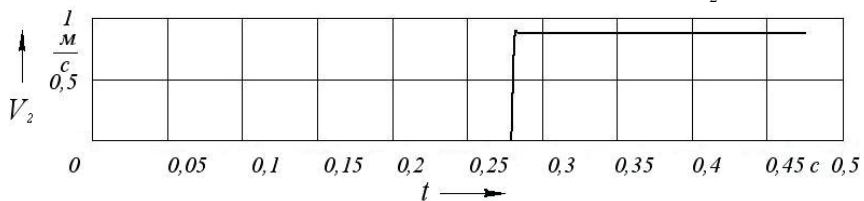


Рис. 8 – Швидкість штока циліндра мультиплікатора  $V_2(t)$

## Перехідні процеси гідроциліндра пресування працюючого на синтетичній рідині П20-М3

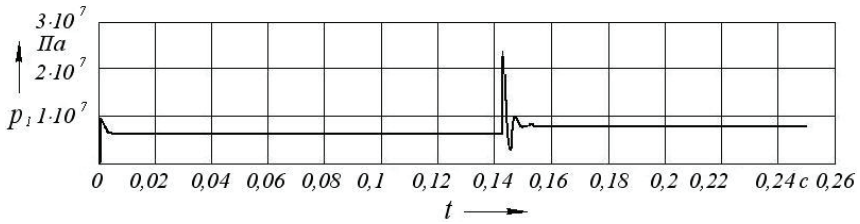


Рис. 9 – Зміна тиску в поршневій порожнині циліндра пресування  $p_1(t)$

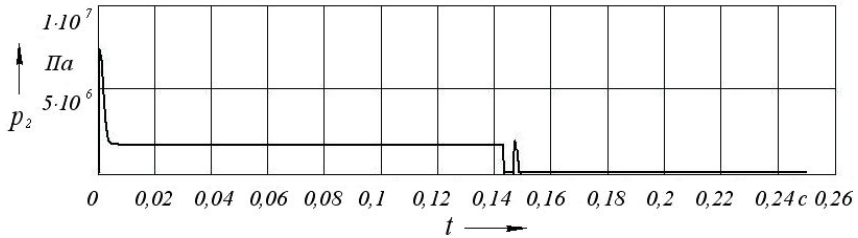


Рис. 10 – Зміна тиску в зливній порожнині циліндра пресування  $p_2(t)$

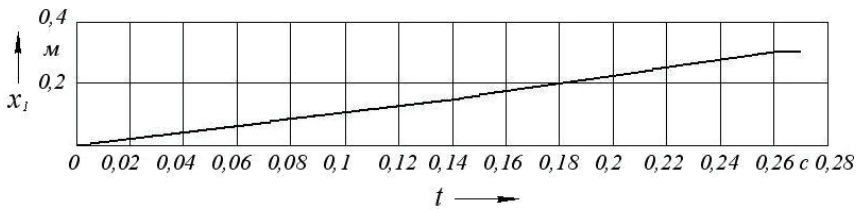


Рис. 11 – Переміщення штока циліндра пресування  $x_1(t)$

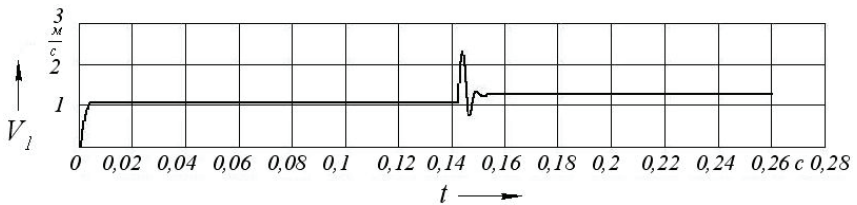


Рис. 12 – Швидкість штока циліндра пресування  $V_1(t)$



## Перехідні процеси гідроциліндра мультиплікатора тиску

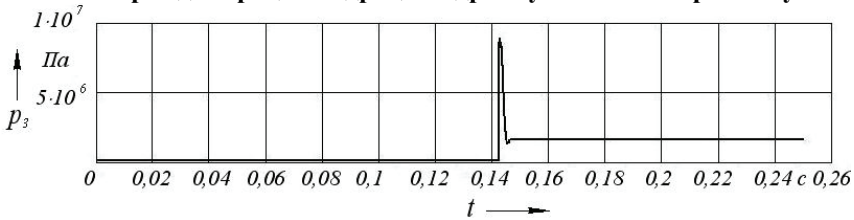


Рис. 13 – Зміна тиску в поршневій порожнині циліндра мультиплікатора  $p_3(t)$

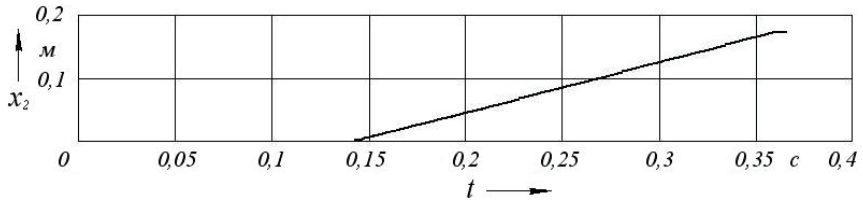


Рис. 14 – Переміщення штока циліндра мультиплікатора  $x_2(t)$

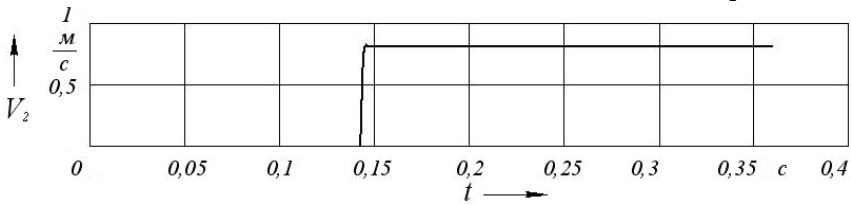


Рис. 15 – Швидкість штока циліндра мультиплікатора  $V_2(t)$

Аналіз перехідних процесів показав, що в поршневій порожнині циліндра пресування і трубопроводі при раптовій зупинці поршня (після перекриття плунжером заливного вікна) різко зростає тиск і виникає гідравлічний удар. Гідравлічний удар у даному випадку характеризується повною втратою рідиною швидкості і кінетичної енергії, тому підвищення тиску буде максимальним. В цей же час вмикається мультиплікатор і гідравлічний удар гаситься в поршневій порожнині циліндра пресування установлюється тиск підпресовки.

Ударна хвиля, що з'явилася унаслідок деформації робочої рідини, стінок труб і циліндра згасає за період  $t_{32}$ .

Інтервал часу спрацювання  $t_{cn}$  механізму пресування, що фіксується на кривій зміни тиску в робочій порожнині пресового циліндра (рис 2,9) фактично буде дорівнювати часу згасання гідравлічного удару.

При цьому слід зауважити, що час гідравлічного удару, що відбувається в гідроциліндрі механізму пресування гідроприводу, працюючому на синтетичній рідині менш ніж у гідроприводі, працюючому на мінеральному маслі, а швидкість пресування штока циліндра пресування дещо виша.

Загалом можна дійти висновку, що процеси, які відбуваються в гідроприводах литтєвих машин, працюючих як на синтетичній рідині так і на мінеральному маслі незначно відрізняються як кількісно так і якісно (див. табл.).

Таблиця – Порівняння параметрів робочих процесів гідроприводу литтєвої машини, працюючої на мінеральному маслі I-20A і на синтетичній рідині П20-М3

Робочий параметр	I-20A		П20-М3	
	До вмик. мультипликатора	Після вмик. мультипликатора	До вмик. мультипликатора	Після вмик. мультипликатора
Тиск $p_1$ , МПа	$0,8 \cdot 10^7$	$1 \cdot 10^7$	$0,7 \cdot 10^7$	$0,85 \cdot 10^7$
Швидкість $V_1$ , м/с	0,6	0,7	1	1,2
Тиск $p_3$ , МПа	$1 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^6$	$1 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^6$
Швидкість $V_2$ , м/с	0	0,9	0	0,8
Час спрацювання механізма пресування $t_{сп}$ , с	0,5		0,26	

Беручи до уваги наведене вище і те, що синтетична рідина П20-М3 має високий рівень пожежної безпеки, нетоксична, екологічно безпечна, має гарні антикорозійні властивості, протизносні, антикорозійні характеристики, сумісна з основними конструкційними матеріалами, які застосовуються в гідравлічному обладнанні, а в'язкісно-температурні властивості в позитивному діапазоні температури в цілому відповідають характеристикам масел на мінеральній основі, наприклад ІПП-30 її доцільно застосовувати в гідроприводах машин лиття під тиском, які працюють при високих температурних умовах.

Список літератури: 1. Сухотин А.М. Негорючие теплосистемы и гидравлические жидкости. Ленинград.: "Химия", 1979. 2. Г.Ф. Ливада и др. Проектирование и эксплуатация литейных машин работающих на трудновоспламеняемой жидкости Промгидрол. М.:НИИТЭМР,1986. 3. Литье под давлением. Проблемы подпрессовки. Белопухов А.К. и др. – М.: Машиностроение, 1971, 168 с. 4. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1987. 5. Литє под давлением. М.Б. Беккер, М.Л. Заславский, Ю.Ф. Ігнатенко и др. – 3-е издание., пере раб. И доп. – М.: Машиностроение, 1990.-400 с.

Надійшла до редколегії 21.04.08

*СЕДАЧ В.В., МОРОККО И.И.*

## **ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПРОТОЧНОГО ТРАКТА МЕДИЦИНСКОГО ШПРИЦА**

Проведено аналіз типових недоліків медичних шприців, що випускаються серійно. Розроблено алгоритм розрахунку проточного тракту шприца, що дозволяє оцінити конструктивні та ергономічні параметри шприца на стадії проектування. Наведено приклад розрахунку для шприца об'ємом 5 мл.

The Organized analysis standard defect serial produced medical syringe. The Designed algorithm hydraulic calculation running tract of the syringe, which allows to estimate constructive and ергономические parameters syringe on stage of the designing. Calculation is Cited an instance for syringe volume 5 ml.

Шприц [нем. Spritze] – прибор в виде оснащённого поршнем цилиндра с полый иглой, предназначенный для подкожных инъекций [1].

В настоящее время существует много разновидностей данного медицинского прибора и его производителей: “Гемопласт”, “luer” “Becton Dickinson”, “B. Braun”, “ERG”, “Helmject”, “Bulim Medical”, “BogMark”, “Момина крепост”, “Восток” и другие. Шприцы выпускают двух- и трехкомпонентные. В последних кроме корпуса и поршня со штоком (два компонента) на конце поршня установлено специальное резиновое уплотнение. Обычно шприцы имеют объём 1, 2, 5, 10 и 20мл, а также 22 мл и 24 мл. Они комплектуются стандартными иглами, каждая из которых представляет собой сборочную единицу с основой из стальной цельнотянутой бесшовной трубки с наружным диаметром 0,6–0,8 мм, толщиной стенки 0,15 мм и имеющей с одной стороны срез под углом 15° для облегчения ввода в ткани пациента. Другой конец трубки закреплен в канюле иглы с конической насадкой типа “luer” для сочленения с канюлей корпуса шприца.

Опрос практикующих процедурных сестер позволил выявить следующие типовые недостатки шприцев различных конструкций и фирм-изготовителей, которые существенным образом затрудняют как подготовку, так и непосредственно сам процесс проведения инъекции:

1. необходимость приложения чрезмерных усилий в самом начале набора лекарственного препарата (ЛП) из ампулы, т.е. в период, пока поверхности корпуса шприца и поршня сухие;
2. достаточно большое усилие большого пальца в процессе введения ЛП, особенно при работе со шприцами большой емкости, что приводит к быстрому утомлению пальцев и кисти руки процедурной сестры;
3. чрезмерно малое сопротивление со стороны штока в процессе введения, что приводит к неравномерности подачи ЛП и недопустимому сокращению рекомендуемого времени проведения инъекции.

Анализ приведенных недостатков свидетельствует, что, несмотря на кажущуюся конструктивную простоту, проектирование шприца требует грамотного конструкторского подхода, обеспечивающего назначение необходимых допусков и посадок, выбор соответствующих материалов и технологии изготовления, а также проведения специальных гидравлических расчетов проточного тракта с целью определения потерь давления.

С точки зрения гидравлики шприц следует рассматривать как гидравлический ручной насос, на выходе которого установлено сопротивление в виде иглы и тканей тела пациента, а они, в свою очередь, могут быть представлены как комплекс местных гидравлических сопротивлений и сопротивлений по длине.

Авторами разработан алгоритм гидравлического расчёта проточного тракта медицинского шприца, позволяющий оценивать усилие, необходимое для проведения инъекции, а также проверять основные конструктивные параметры изделия на предмет соответствия требованиям эргономики. Он может быть также использован при испытании или проектировании изделий-аналогов, например, шприца-маслёнки.

Для пользования алгоритмом, необходимо подготовить следующие исходные данные:

1. параметры шприца:  $V_{ном}$  – номинальный объём шприца, мл,  $D_n$  – диаметр поршня, мм; параметры иглы:  $l_u$  – длина иглы, мм;  $d_u$  – внутренний диаметр иглы, мм;
2. параметры процедуры: время проведения инъекции  $\tau$ , с.

При проведении проверочного расчета серийно выпускаемого образца используются данные по номинальному объёму, длине и наружному диаметру комплектующей иглы, приведенные на его упаковке, а остальные определяются с помощью мерительного инструмента. Для нового изделия необходимые сведения содержатся в разработанной на него конструкторской документации.

Расчетная гидравлическая схема проточного тракта типового шприца с иглой стандартной конфигурации приведена на рис. 1.

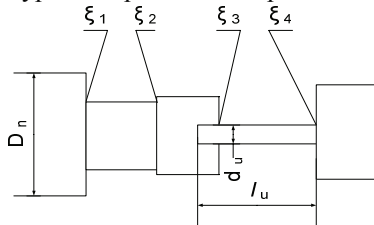


Рис. 1 – Расчётная гидравлическая схема проточного тракта шприца

Из данной схемы видно, что нагнетательный тракт системы “шпиг – игла” включает следующие местные сопротивления:

1. внезапное сужение на выходе из шприца –  $\zeta_1$ ;
2. внезапное расширение на выходе из шприца в канюлю иглы –  $\zeta_2$ ;

3. внезапное сужение на переходе из канюли иглы в трубку иглы –  $\zeta_3$  ;
4. внезапное расширение на выходе из трубки иглы –  $\zeta_4$  .

Кроме этого, в расчетном проточном тракте имеются потери по длине трубки иглы, для вычисления которых необходимо определить режим течения жидкости в трубке, так как от этого зависит выбор вида расчетных зависимостей. Режим течения (ламинарный или турбулентный) определяется числом Рейнольдса [ 2 ]:

$$\text{Re} = \frac{v_i \cdot d_u}{\nu_t}, \quad (1)$$

где  $v_i$  – скорость течения ЛП в игле;  $d_u$  – внутренний диаметр иглы;  $\nu_t$  – коэффициент кинематической вязкости ЛП.

Для вычисления скорости воспользуемся условием неразрывности потока жидкости, т.е. считаем, что весь объём ЛП, подаваемый поршнем из полости шприца при инъекции, непрерывно проходит через проходное сечение иглы. Тогда средний объёмный расход жидкости через иглу равен:

$$Q = \frac{V_{ном}}{\tau}, \quad (2)$$

где  $V_{ном}$  – номинальный объём шприца;  $\tau$  – время инъекции.

Определим скорость течения рабочей жидкости при инъекции:

$$v_u = \frac{Q}{f_u}, \quad (3)$$

где  $f_u$  - площадь внутреннего сечения иглы;

Тогда формула для вычисления числа Рейнольдса через основные исходные данные принимает следующий вид:

$$\text{Re} = \frac{Q \cdot d_u}{f_u \cdot \nu_t} = \frac{4 \cdot V_{ном}}{\pi \cdot d_u^2 \cdot \tau \cdot \nu_t} \quad (4)$$

Авторами установлено, что для основных типоразмеров шприцов расчетное число Рейнольдса при соблюдении рекомендуемого времени проведения инъекции значительно меньше критического  $\text{Re}_{кр} = 2300$  и режим течения ЛП в игле чисто ламинарный, см.табл.1.

Таблица 1 – Зависимость числа Рейнольдса от времени проведения инъекции

Время инъекции, с	Число Рейнольдса Re для шприцов объёмом V, мл			
	2	5	10	20
3	2178	3266	6533	13070
6	1089	1633	3266	6533
9	725	1089	2178	4355
12	544	816	1633	3266
15	435	653	1307	2613
18	362	544	1089	2178

В этом случае коэффициент потерь по длине  $\lambda$  вычисляется по формуле Гагена – Пуазейля [3]:

$$\lambda = \frac{75}{\text{Re}}, \quad (5)$$

Местные сопротивления типа “внезапное сужение” вычисляются по формуле приведенной в [3]:

$$\xi_{oc} = 0.5 \cdot \left(1 - \frac{f}{F}\right) = 0.5 \cdot \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right), \quad (6)$$

где  $F, D$  – площадь сечения и диаметр канала до сужения,  $f, d$  - площадь сечения и диаметр канала после сужения.

При расчетах местных сопротивлений типа “внезапное расширение” для чисел Рейнольдса в диапазоне от 10 до 3500, кроме геометрических параметров необходимо учитывать и параметры потока ЛП [3], что существенно усложняет подготовку данных. Проведенные авторами исследования и расчеты показывают, что для указанных типоразмеров одноразовых шприцев можно в первом приближении принимать:  $\xi_1 = 0.49$ ,  $\xi_2 = 0.7$ ,  $\xi_3 = 0.5$ ,  $\xi_4 = 2.0$ .

Тогда суммарные потери напора рабочей жидкости на преодоление местных сопротивлений и сопротивлений по длине трубки иглы составляют:

$$\Delta h = \left( \lambda \cdot \frac{l_u}{d_u} + \sum_{i=1}^4 \xi_i \right) \cdot \frac{v_i^2}{2g}; \quad (7)$$

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot \Delta h, \quad (8)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения,  $\rho$  - плотность ЛП.

Для оценки усилия пальца медицинского работника при проведении инъекции, например, в вену пациента, запишем уравнение равновесия сил на поршне шприца при его равномерном перемещении (см. рис.2):

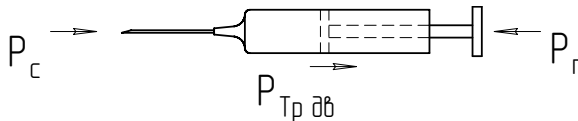


Рис. 2 – Схема распределения сил на штоке шприца при инъекции

$$P_n = P_{тр.дв} + P_c, \quad (9)$$

где  $P_n$  – усилие пальца на штоке;  $P_{тр.дв}$  – сила трения движения;  $P_c$  – сила сопротивления, обусловленная перепадом давлений  $\Delta p$  в тракте “шприц-игла” и давлением в вене пациента  $p_{вен}$ :

$$P_c = (\Delta p + p_{вен}) F_n, \quad (10)$$

где  $F_n$  - площадь поршня.

Силу трения удобно находить экспериментальным путем. Цель такого исследования – определение силы трения покоя, после преодоления которой поршень шприца только начинает движение. Схема экспериментальной установки приведена на рис. 3.

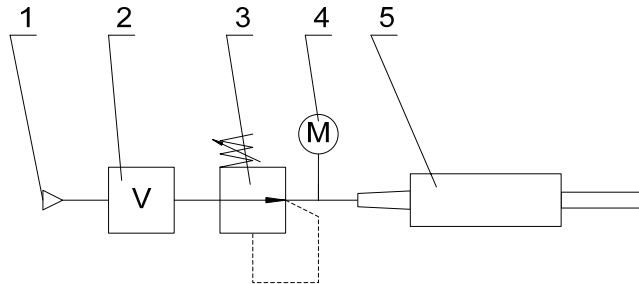


Рис. 3 –Пневмосхема экспериментальной установки для определения силы трения покоя

1 – источник питания; 2 – ресивер; 3 – редукционный пневмоклапан;  
4 –образцовый манометр; 5 – исследуемый шприц

Пневмоклапаном 3 плавно повышается давление в рабочей полости шприца 5 и визуально, по образцовому манометру 4, фиксируется давление  $p^{эксн}$ , при котором происходит начало движения поршня. Тогда экспериментально найденная сила трения покоя может быть вычислена как:

$$P_{тр.н} = p^{эксн} \cdot F_n, \quad (12)$$

где  $F_n$  – площадь поршня исследуемого шприца.

Согласно рекомендациям работы [4], в первом приближении можно принимать

$$P_{тр.дв} \approx 0.6 \cdot P_{тр.н}, \quad (13)$$

где  $P_{тр.дв}$  – сила трения движения.

В качестве примера применения разработанного алгоритма проведём расчёт типового одноразового двухкомпонентного медицинского шприца объёмом 5 мл типа “1ueг”. Исходные данные для расчёта:  $V_{ном}=5$  мл;  $D_n=12,5$  мм;  $d_n=0,5$  мм;  $l_n=42$  мм;  $\tau=28$  с.

1. Вычисляем площадь поршня  $F_n = 122.66 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  и площадь внутреннего сечения иглы  $f_u = 0.196 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

2. Выполняем гидравлический расчёт течения ЛП в тракте „шприц – игла”:

1) расход ЛП

$$Q = \frac{V_{ном}}{\tau}; Q = \frac{5 \cdot 10^{-6}}{28} = 0.179 \cdot 10^{-6} \text{ (л/с?)};$$

2) скорость течения ЛП в игле

$$v_u = \frac{Q}{f_u}, v_u = \frac{0.179 \cdot 10^{-6}}{0.196 \cdot 10^{-6}} = 0.91 \text{ (м/с)}.$$

Принимая  $v_t = 1.3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , вычисляем по формуле (4) число Рейнольдса:

$$Re = \frac{0.91 \cdot 0.5 \cdot 10^{-3}}{1.3 \cdot 10^{-6}} = \frac{4 \cdot 5 \cdot 10^{-6}}{3.14 \cdot 0.5 \cdot 10^{-3} \cdot 28 \cdot 1.3 \cdot 10^{-6}} = 350 \ll 2300,$$

таким образом, течение ламинарное.

По формуле (5) коэффициент потерь по длине  $\lambda = \frac{75}{350} = 0.214$ .

Согласно приведенным выше рекомендациям принимаем  $\xi_1 = 0.49$ ,  $\xi_2 = 0.7$ ,  $\xi_3 = 0.5$ ,  $\xi_4 = 2.0$ . Тогда

$$\Delta h = \left( 0.214 \cdot \frac{42}{0.5} + 0.49 + 0.7 + 0.5 + 2.0 \right) \cdot \frac{0.91^2}{2 \cdot 9.8} = 0.91 \text{ (мм.лп.см)};$$

$$\Delta p = 1 \cdot 10^3 \cdot 9.8 \cdot 0.91 = 0.089 \cdot 10^5 \text{ (Па)}.$$

Принимая давление в вене при инъекции,  $p_{вен} = 8,9 \text{ мм ртст} = 8.9 \cdot 133.3 = 1188.76 \cdot \text{Па}$ , а экспериментальную силу трения движения  $P_{тр.дв} = 0.6 \cdot 9,35 = 5.61 \text{ (Н)}$ , по формуле (10) окончательно имеем:

$$P_n = 5.61 + 1.188 = 6.798 \text{ (Н)}$$

Таким образом, применение разработанного алгоритма для оценочного расчета показывает, что при использовании шприца с  $V_{ном} = 5 \text{ мл}$  для проведения инъекции ЛП в вену пациента необходимо приложить усилие большого пальца до 7,0 Н, что удовлетворительно с точки зрения эргономики.

Список литературы: 1. Толковый словарь русского языка т.IV / Под ред. Д.Н.Ушакова. М., ГИИНС, 1940. 1500 с. 2. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М., Машиностроение, 1982. 423 с. 3. Идельчик И.Д. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., Машиностроение, 1975. 559 с. 4. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник. М., Машиностроение, 1984. 280 с.

Поступила в редколлегию 01.04.08



*В.І. ПРОСВІРНІН., В.Б. ГУЛЕВСЬКИЙ, Б. В. САВЧЕНКОВ,*

## **ВПЛИВ ЧИСТОТИ МАСТИЛЬНО - ОХОЛОДЖУВАЛЬНИХ РІДИН НА ЯКІСТЬ ПОВЕРХНІ ДЕТАЛЕЙ ПРИ РЕМОНТІ ТРАНСПОРТНОЇ ТЕХНІКИ**

У статті надано аналіз впливу забруднених мастильно - охолоджувальних рідин (МОР) на якість поверхні при ремонті деталей транспортної техніки

In the article the analysis of influencing of muddy technical liquids is resulted on quality of surface at a component of a transport technique overhaul

**Постановка проблеми.** Якість поверхні і точність механічної обробки є одними з найважливіших чинників, які визначають якість відновлених деталей, а, отже, і відремонтованих машин.

Одній з основних геометричних характеристик якості поверхні деталей - шорсткість, яка робить вплив на експлуатаційні показники відновлених деталей [1].

Знос деталі, особливо при змінних навантаженнях, більшою мірою пояснюється концентрацією напруги, унаслідок наявності нерівностей. Чим менше шорсткість, тим менше можливість виникнення поверхневих тріщин від втоми металу.

Зменшення шорсткості поверхні значно покращує антикорозійну стійкість деталей. Це має особливо важливе значення у тому випадку, коли для поверхонь не можуть бути використані захисні покриття (поверхні циліндрів двигунів і ін.).

Велике значення для забезпечення необхідної шорсткості має правильний вибір складу і способу подачі МОР. Застосовуючи нові прогресивні складу МОР і сучасні способи їх подачі (гідро аеродинамічний, струменево - напірний, поетапний), можна істотно зменшити висоту мікро нерівностей шліфованої поверхні унаслідок поліпшення умов взаємодії зерен шліфувального круга із деталлю, зниження контактної температури в зоні шліфування, усунення вібрацій і т.д. [2].

Проте забруднення МОР механічними домішками може істотно погіршити характеристики поверхонь відновленої деталі. У зв'язку з цим важливого значення набуває оцінка характеру зміни стану поверхневого шару деталей залежно від концентрації і розміру механічних домішок в МОР.

Аналіз останніх досліджень. Механічні домішки, що складаються із стружки і осколків шліфувального круга, разом з МОР потрапляють в зону шліфування, вступають в контакт з абразивними зернами, зв'язкою і рельєфом поверхні шліфованої деталі. Частинки, які вступають в силовий контакт, упродовжуються в шліфовану поверхню і створюють додаткове навантаження на абразивні зерна і зв'язку круга. Поява подряпин на поверхнях деталей різко знижує їх зносостійкість і втомну міцність, оскільки вони руйнують

цілість поверхонь деталей, а також знижують міцність і опірність руйнуванню поверхневого шару деталі унаслідок концентрації в ній великої напруги [3].

Забезпечення якісного очищення МОР дозволяє зменшити шорсткість поверхонь деталі і усунути можливість появи на шліфованій поверхні окремих подряпин [4].

Дослідження в цій області проводили проф. Якимов О.В., проф. Усов А.В. д.т.н. Л. В. Худобин [5], д.т.н. Степанов М. С.[6] і інші вчені, результати їх теоретичних і експериментальних досліджень лежать в основі багатьох публікацій.

Проведений аналіз попередніх досліджень дозволив визначити основні напрями в області досліджень впливу механічних забруднень на якість поверхні деталей при ремонті транспортної техніки.

Метою статті є дослідження впливу чистоти МОР на якість поверхні відновлених шліфуванням деталей транспортної техніки.

Основна частина. Формування мікрогеометрії поверхні і якості поверхневого шару є складним фізичним процесом з активною хімічною взаємодією всіх матеріалів, що знаходяться в зоні обробки. В цьому випадку багато що є результатом копіювання траєкторій масового переміщення шліфуючих зерен круга щодо деталі, яка обробляється.

Для проведення досліджень використовували металографічний мікроскоп МИМ-6, оснащений цифровою камерою (рис. 1). Зразки діаметром від 15 до 30 мм з різних сталей і різної термообробки оброблялись на круглошліфувальному верстаті 3А151 [7]. Як МОР використовували 3% - ну емульсію Укрінол-1 різної чистоти. Обробка і аналіз даних, отриманих на мікроскопі МИМ-6, виконувались за допомогою програми Adobe Photoshop.

В результаті дії зерен абразивного круга в процесі шліфування на поверхні зразка утворюється велика кількість мікроподряпин, які і формують мікропрофіль поверхні деталі.

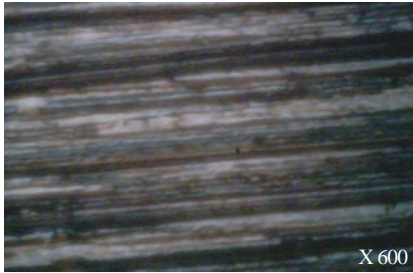


Рис. 1. Експериментальна установка для металографічних досліджень поверхонь відновлених деталей

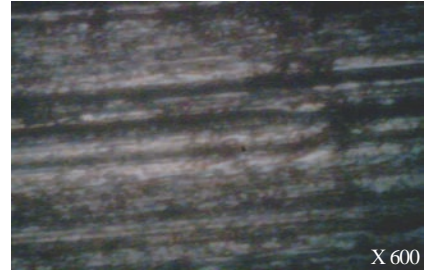
Фотографії мікропрофілю зразків, оброблених без МОР, представлені на рис. 2.

На мікрофотографіях відображена топографія поверхні зразка площею  $14 \text{ мм}^2$ . Видні сліди різання металу абразивним зерном. Явно виражені діля-

нки схоплювання зерна з металом і розірвані поверхні, що характеризують процес шліфування без наявності МОР. Через відсутність мастильно-охолоджувального середовища сліди дії абразивного зерна з поверхню зразка мають вирізану форму.



а)



б)

Рис 2. Мікрофотографії поверхні зразків, що шліфувалися без МОР: а) загартована сталь; б) високолегована сталь

Ті ж самі зразки перешліфовувались при тих же режимах обробки, з тим же припуском, але із застосуванням МОР, яку застосовували для підвищення якості шліфування, зниження температурного режиму і зусиль різання абразивним зерном. Мікрофотографії шліфованої поверхні із застосуванням МОР представлені на рис. 3.



а)

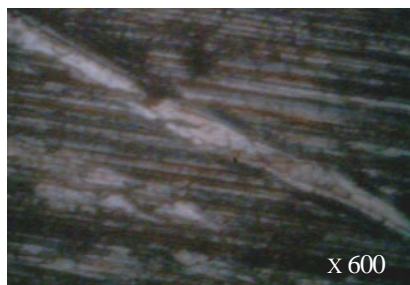


б)

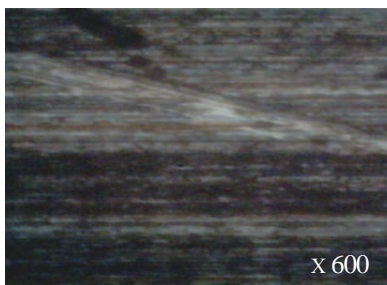
Рис.3. Мікрофотографії поверхні зразків, що шліфувалися з застосуванням МОР: а) загартована сталь; б) високолегована сталь

На мікрофотографіях явно видно зниження шорсткості, округлість канавок різання зерном, відсутність подряпин і прижогів.

Дії забрудненої МОР на поверхню зразків в процесі шліфування представлені на рис.4.



а)



б)

Рис.4. Мікрофотографії поверхні зразків, які шліфувалися з застосуванням забрудненої МОР: а) загартована сталь; б) високолегована сталь

На мікрофотографіях видно, що вільні механічні частинки які мають складну траєкторію руху, потрапляють в зону різання разом з МОР, утворюють на поверхні деталі ризки і канавки, глибина і кількість яких залежить від розмірів, твердості і концентрації механічних частинок в МОР.

Висновки. Проведений мікроскопічний аналіз шліфованих зразків за різних умов показав:

1. На якість поверхні відновлених деталей впливає не тільки наявність МОР, але і її чистота; 2. МОР в процесі шліфування не тільки охолоджує поверхню деталі, але змащує тертя абразивного зерна по поверхні, яка обробляється, тим самим підвищує якість обробки відновлених деталей транспортної техніки; 3. Особливо на якість поверхні впливає, як абразивна складова забруднень, так і знята металева стружка; 4. Для зниження шорсткості, тим самим підвищення якості обробки відновлених деталей транспортної техніки, необхідно постійне очищення МОР від механічних домішок.

Список літератури: 1. Конарчук В.С., Чигринець А.Д., Голяк О.Л., Шоцький П.М. Технологія та обладнання для відновлення автомобільних деталей. – К.: ІСДО, 1993. – 480 с. 2. Троший А.Р., Ігнатенко І.П., Шутова М.А. Влияние механических примесей на стабильность эмульсионных СОЖ. // Смазочно-охлаждающие жидкости в процессе абразивной обработки.- Саратов. - 1983. - С.39-44. 3. Гавриш А.П. Финишная алмазно-абразивная обработка материалов. Киев, Изд-во Киев. Ун-та, 1983. - 72с. 4. Энтелис С.Г., Берлине Э.М. Смазочно-охлаждающие технологические средства для обработки металлов резанием. М.: Машиностроение, 1986. 352 с. 5. Худобин Л.В., Гульнов Е.П. Влияние твердых примесей, содержащихся в СОЖ на качество шлифуемых деталей. // Вестник машиностроения. – 1976. - №9. - С. 70-73. 6. Степанов М. С. Наукові основи використання змащувально - охолоджувальних рідин для підвищення ефективності технологічних систем шліфування : Автореф. Дис. Д-ра техн. Наук, 05.02.08 / Харківський політехнічний інститут, Харків – 2005. 7. Киселев, Е. С. Научные основы и технология шлифования заготовок: сборник учебно-исследовательских лабораторных работ / Е. С. Киселев, В. Н. Ковальников. – Ульяновск: УлГТУ, 2006. – 52 с.

*Надійшла до редколегії 21.04.08*

*О.Б. КОСТЫГОВА, С.С. ДОБРОТВОРСКИЙ, Л.Г. ДОБРОВОЛЬСКАЯ*

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ ПУТЁМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИНТЕГРИРОВАННОГО ЦИКЛА «ПРОЕКТИРОВАНИЕ- ИЗГОТОВЛЕНИЕ»**

В статье рассматривается вопрос повышения эффективности изготовления корпусных деталей путем применения интегрированных циклов и САПР. Определена схема взаимодействий интегрированных модулей сквозного цикла проектирования-изготовления. Приведены практические рекомендации использования трехмерного моделирования и безбумажного документооборота.

У статті розглядається питання підвищення ефективності виготовлення корпусних деталей шляхом застосування інтегрованих циклів і САПР. Визначено схему взаємодій інтегрованих модулів кризового циклу проектування-виготовлення. Наведено практичні рекомендації використання тримірного моделювання та безпапірного документообігу.

Сквозной цикл проектирования и изготовления деталей (Рис.1) предполагает корпоративную работу отделов конструкторских, технологических, программных, оснащения и т.д., в едином информационном пространстве. Каждый из участников сквозного цикла выполняет свою поставленную задачу для достижения общей цели. Корпусные детали являются наиболее сложными в проектировании и изготовлении (из-за большого количества внутренних и наружных поверхностей). Потеря информации при согласовании и ведении конструкторской документации является неотъемлемой частью процесса подготовки производства. Решение такой глобальной проблемы под силу только интегрированным системам автоматизированного проектирования и подготовки производства. Такие системы являются внутренней информационной средой в сквозном цикле проектирования и изготовления деталей в машиностроении.

Переход на машинное проектирование позволяет существенно сократить сроки разработки конструкторской и технологической документации и тем самым ускорить начало производства новых изделий. Одновременно повышается качество как самих конструкторских разработок, так и выпускаемой документации.

На Рис.1 представлено взаимодействие автоматизированных систем различных уровней на этапах жизненного цикла изделий.

Уровень взаимодействия систем функционального, конструкторского и технологического проектирования включает в себя следующие системы:

- система CAE (Computer Aided Engineering) – система расчётов и инженерного анализа;
- система CAD (Computer Aided Design) – система конструкторского проектирования;

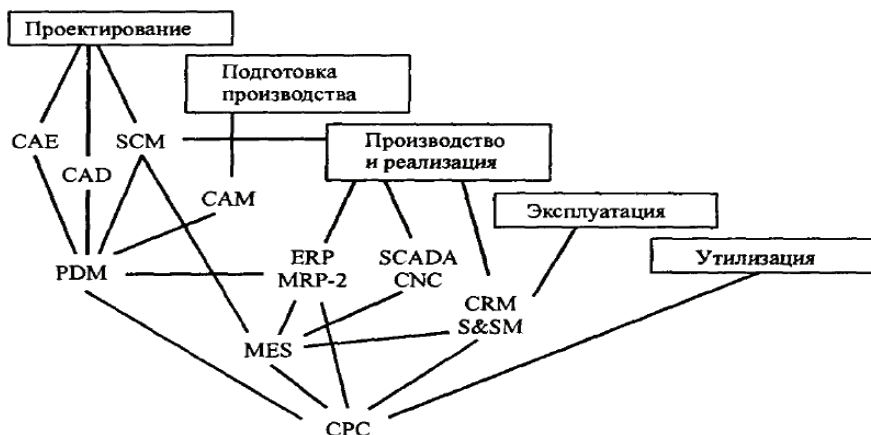


Рис.1 – Взаимодействие автоматизированных систем на этапах жизненного цикла изделий

- система CAM (Computer Aided Manufacturing) – система автоматизированного производства. Составной частью данной системы является система CAPP (Computer Aided Process Planning) – система технологической подготовки производства.

- система PDM (Product Data Management) – система управления проектными данными;

- система SCM (Supply Chain Management) – система управления цепочками поставок.

Уровень автоматизированных систем управления предприятием (АСУП) характеризуют системы:

- система ERP (Enterprise Resource Planning) – система планирования и управления предприятием;

- система MRP-2 (Manufacturing Requirement Planning) – система планирования производства и требований к материалам;

- система MES (Manufacturing Execution Systems) – производственная исполнительная система;

- система CRM (Customer Requirement Management) – система управления отношениями с заказчиком;

- система S&SM (Sales and Service Management) – система для решения маркетинговых задач на этапе реализации продукции.

Уровень систем автоматизированного управления технологическими процессами может быть представлен следующими системами:

- система SCADA (Supervisory Control and Data Acquisition) – система для выполнения диспетчерских функций и разработки программного обеспечения для встроенного оборудования;

- система CNC (Computer Numerical Control) – программное управление технологическим оборудованием;
- система CPC (Collaborative Product Commerce) – система управления данными в интегрированном информационном пространстве.

Различают четыре основных источника повышения эффективности производства и экономии:

- применение прогрессивных технологических процессов;
- увеличение производительности оборудования;
- снижение трудовых затрат;
- экономия, получаемая от проведения организационно-технических мероприятий и улучшения качества выпускаемых изделий.

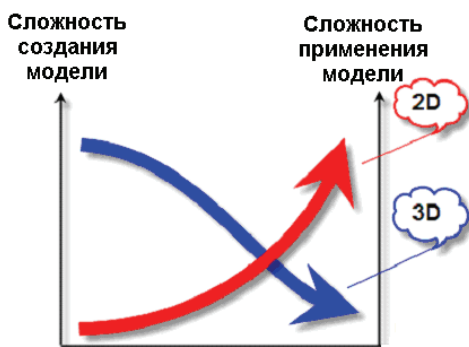


Рис. 2 – Сравнительная характеристика 2D и 3D моделей

Создание технологического процесса с помощью модулей CAM, CAPP, SCM и CNC, по заранее созданной модели (CAD-модуль) упрощается в несколько раз. Из рис. 2 видно превосходство трехмерных моделей над двухмерными, для подготовки производства и ведении конструкторско-технологической документации.

Создание технологического процесса и оснастки литья и штамповки, с применением CAD-, CAE-модулей, значительно упрощается. При проектировании оснастки, конструктор пользуется 3D-моделью детали, что позволяет визуально выполнить все необходимые конструкторские элементы в полном объеме, что в свою очередь позволяет снизить коэффициент ошибки инженера и повысить производительность труда. CAE-модуль литейщика позволяет проанализировать такой процесс как плавление металла и все его стадии кристаллизации и охлаждения; определить наиболее эффективные места и методы инъекции. Изготовление литейной оснастки в CAD-модуле чрезвычайно просто – разработчики САПРов позаботились об этом: созданы колоссальные базы (наработки) штампов и кокилей, которые доступны во всемирной сети Internet.

Проектирование и подготовка производства в интегрированных автоматизированных системах дает возможность применить прогрессивные технологические процессы для изготовления корпусных деталей, и не только. Модули ERP, MRP и MES позволяют технологу интерактивно создавать технологический процесс обработки детали, объектно ориентируют этот процесс на наилучший вариант, контролируя его и приспособлявая к различным ситуациям на производстве, сообщая об этом пользователю. Посредством модуля CRM, технолог «черпает» реальную информацию с производства, а не теоретическую (загрузка оборудования параметры оборудования и т.д.), тем самым выполняя мониторинг рабочей среды. На уровне центрального управленческого органа (модуль CPC) выполняется мониторинг всего жизненного цикла изделия, который контролирует и корректирует все процессы, происходящие в интегрированной информационной среде.

Увеличение производительности оборудования достигается путем уменьшения вспомогательного времени на обслуживание станка. Прямопропорциональная зависимость КПД станка и машинного времени на обработку характеризует стремление вспомогательного времени к нулю, а Тмаш и КПД – к 100%. Т.е. применение интегрированного цикла для изготовления корпусных деталей характеризуется такой цепочкой (исходя из зависимости на рис. 2): А) сложность моделирования 3D-модели → Б) лег-кость проектирования ТП → В) легкость подготовки производства → Г) лег-кость редактирования и модернизации изделия. Следует заметить, что потеря информации между звеньями интегрированной информационной среды отсутствует, что является огромным достоинством такой системы. По упомянутой выше цепочке, можно ориентировочно судить о трудовых затратах, связанных с созданием нового изделия или модернизацией старых. Использование интегрированного цикла «проектирование-изготовление» чрезвычайно удачно себя показало при модернизации или коррекции ранее разработанных изделий, т.к. в этом случае необходимо лишь изменить 3D-модель изделия, а последующие этапы (подготовка производства и производство) система пересчитывает и корректирует сама, и сообщает пользователю о результатах расчета и о существовании конечного значения решения поставленной задачи. Саму модернизацию или коррекцию изделия, система понимает как вариант исполнения и поэтому исходный элемент объекта модернизации сохраняется, а появляется версия продукта, которая есть зеркальным отображением первоисточника, но с соответствующими доработками.

Использование интегрированного цикла «проектирование-изготовление» было реализовано на детали «Корпус насоса» - рис. 3. В рамках государственного предприятия «Харьковский Машиностроительный Завод ФЭД», на котором производится данная деталь, был проанализирован технологический процесс и маршрут изготовления корпуса, и на его базе разработан сквозной цикл «проектирование-изготовление» в информационно-интегрированной среде сквозного проектирования. За базовую САПР был принят SolidWorks (CAD-модуль), который позволяет интегрировать в себя



модули САМ и САЕ, а также может взаимодействовать с внешними системами типа PDM, PLM, ERP и MRP. Реализация сквозного цикла проектирования и изготовления позволило снизить трудовые затраты инженерной работы на 32%, повысить надежность системы на 17%, а также создание и ведение электронного архива, что в свою очередь повысило скорость поиска нужной информации и надежность трансляции данных.

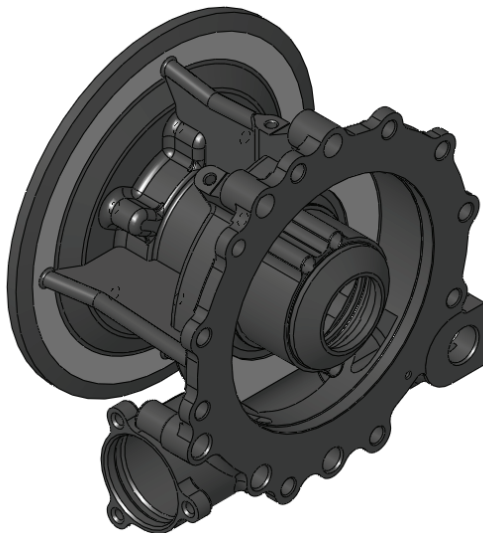


Рис. 3 – Корпус насоса

Таким образом, повышение эффективности изготовления корпусных деталей путем применения сквозных циклов проектирования и изготовления полностью себя оправдывает, и является актуальной темой в машиностроении. С целью снижения затрат и времени на проектирование, подготовку производства и изготовления изделия, промышленным предприятиям рекомендуется внедрение таких систем. На современном этапе предпочтительными по соотношению цена/качество являются такие системы: «SolidWorks», «Pro\Engineer», «CATIA», и другие. А наиболее подходящими (по ЕСКД и ГОСТ) и эффективными в условиях пост-Советских государств являются: «АСКОН», «ТОП-Системы» и «INTERMECH».

Список литературы: 1. Норенков И.П. Основы автоматизированного проектирования: Учеб. для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. - 336 с.: ил.

*Поступила в редколлегию 21.04.08*

*Г.Л. ХАВИН*

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ АБРАЗИВНОГО ИЗНОСА ИНСТРУМЕНТА ПРИ ТОЧЕНИИ АРМИРОВАННЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ**

The model of tool corner abrasion for turning of reinforced composite materials is considered. The dependence magnitude of wear has congenital character is supposed. The power law depentantizer between wear velocity and specific pressure and velocity of contact interaction is take place. Use power law depentantizer for the components of cutting force and expression for cutting edge width as function of the process parameters the relation for the specific pressure is obtained. Using experimental data the empirical relationship between of tools wear and cutting velocity and contact pressure is obtained. The analysis of this relations are provided.

Рассмотрена модель абразивного изнашивания вершины инструмента при точении армированных композиционных материалов. Предполагается, что величина износа носит наследственный характер и имеет место степенная зависимость скорости изнашивания от удельного давления и скорости контактного взаимодействия. На основе степенной зависимости составляющих силы резания и выражения для ширины режущей кромки, как функции параметров резания, получено соотношение для величины удельного давления. Используя экспериментальные данные, получена эмпирическая зависимость износа вершины инструмента от скорости резания и контактного давления. Проведен сравнительный анализ полученных результатов.

Розглянуто модель абразивного зносу вершини інструменту при точінні армованих композиційних матеріалів. Припускається, що величина зносу носить спадковий характер і має місце степенна залежність швидкості зносу від удільного тиску і швидкості контактної взаємодії. На базі степенної залежності складових сили різання і виразу для ширини ріжучої крайки, як функції параметрів різання, одержано співвідношення для величини удільного тиску. Використовуючи експериментальні дані, одержана емпірична залежність зношування вершини інструменту від швидкості різання і контактного тиску. Проведено аналіз одержаних результатів.

Точение армированных композиционных материалов сопровождается интенсивным износом инструмента, вызванным присутствием в зоне резания твердых составляющих наполнителя. Явление изнашивания сопровождается изменением следующих факторов процесса обработки: геометрических параметров режущего инструмента; ростом силы резания и перераспределением абсолютных значений составляющих силы резания; повышением температуры в очаге деформации.

Существует экспериментально подтвержденный факт [1], что при резании армированных композиционных материалов, например, стеклопластиков, имеет место износ за счет округления режущей кромки инструмента. Это, в свою очередь, вызывает образование отрицательного переднего угла и площадки износа по задней поверхности, которые определяют качественные показатели обработки.

Износ по задней поверхности, во-первых, по всей видимости, является косвенной характеристикой затупления инструмента, т.е. изменения его

геометрических параметров в процессе резания, во вторых, это величина, которую наиболее легко и точно можно измерить при проведении экспериментов. Фактически это принятый исследователями параметр, отражающий состояние инструмента, но не отражающий физическую сущность ухудшения процесса резания с точки зрения качества обработки и энергетических затрат.

Многочисленными исследованиями было установлено, что при обработке резанием армированных композиционных материалов имеет место абразивный износ вершины инструмента. Теория абразивного изнашивания контактирующих тел достаточно хорошо разработана на основе многочисленных экспериментальных данных [2]. Главной целью настоящей работы является попытка применить достижения теории абразивного изнашивания к описанию процесса износа вершины резца при резании армированных композиционных материалов. Далее предполагается использование найденных закономерностей в математическом обеспечении по расчету оптимальных режимов резания композиционных материалов и прогнозирование качества обработанной поверхности с учетом изменения геометрии режущего инструмента во времени.

По своему физическому содержанию абразивное изнашивание – это накопленные за время  $\tau^*$  перемещения, обусловленные потоком разрушений, происходящих на малых отрезках времени  $\Delta\tau$ . Основными факторами, обуславливающими процесс изнашивания, являются, как известно, контактное давление и скорость взаимодействия. Поэтому зависимость величины износа носит наследственный характер и в большинстве случаев имеет место степенная связь интенсивности (скорости) изнашивания от давления и скорости контактного взаимодействия [2]

$$\frac{\partial w(Q, \tau)}{\partial \tau} = K_w p^n(Q, \tau) V^m(Q, \tau) \tau^q, \quad (1)$$

где  $w$  - величина износа в точке  $Q$  контактирующих поверхностей;  $p$  - контактное давление;  $V$  - скорость контактного взаимодействия;  $\tau$  - время взаимодействия;  $K_w$  - коэффициент изнашивания, не зависящий от времени;  $n, m, q$  - постоянные.

Наиболее часто в условиях абразивного изнашивания в машиностроении используют линейный закон, полагая в соотношении (1)  $n=1, m=1, q=0$ . Это справедливо при изнашивании за счет твердых частиц, присутствующих в зоне трения, как правило, продуктов износа. Применение линейной зависимости предопределено простотой и удобством ее использования для расчетов. Теория усталостного изнашивания опирается на степенную зависимость скорости изнашивания от контактного давления, т.е.  $n>1, m>1$ .

Изнашивание вершины резца происходит за счет микровыкрашиваний

металла, которое будем считать происходящим за счет абразивно-усталостного механизма. Поэтому в соотношении (1) будем полагать значения показателей степеней  $n > 0$ ,  $m > 1$ ,  $q > 0$ .

Примем следующие допущения в постановке задачи:

- катастрофический износ инструмента (разрушение) отсутствует;
- процесс изнашивания вершины инструмента можно условно разделить на два периода – интенсивного износа (приработки) и стационарного изнашивания, когда скорость износа становится постоянной и достаточно малой по абсолютной величине;
- изнашивание происходит при постоянной скорости контактного взаимодействия (скорость резания не меняется);
- величина контактного давления определяется равнодействующей сил резания  $P_z$  и  $P_y$ ;
- температурный фактор не рассматривается.

Классические зависимости для величин износа вершины резца представлены на рис.1 [1]. Основным элементом, характеризующим износ резца при точении, например, стеклопластика, является величина износа по задней поверхности. Причем эта величина вместе с изменением радиуса округления претерпевает наиболее сильные изменения с увеличением продолжительности точения.

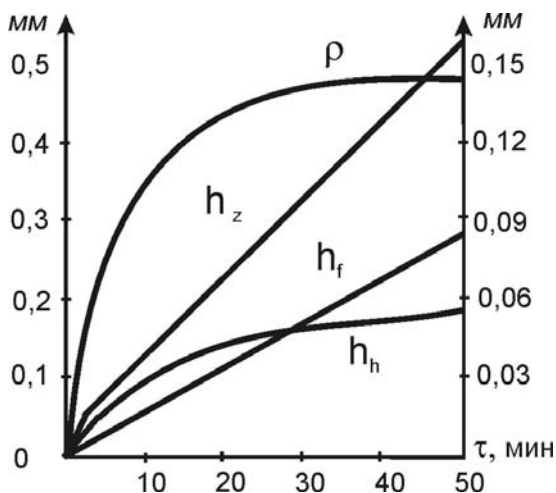


Рисунок 1 – Зависимость износа режущей кромки резца от продолжительности резания при точении стеклопластиков [1]:  $h_z$ ,  $h_f$ ,  $h_h$  - износ по задней, передней кромке и смещение режущей кромки соответственно;  $\rho$  - радиус закругления режущей кромки.

Физические наблюдения показывают [1], что износ инструмента проявляется в виде характерных штрихов по задней поверхности резца. Наиболее интенсивно, особенно в первое время работы, изнашивается место перехода от главной режущей кромки к вспомогательной. При этом в первые минуты работы происходит наиболее интенсивный износ, вплоть до появления небольших выкрашиваний. По мере дальнейшей работы режущая кромка смещается параллельно самой себе, выравнивается, и после этого появляется износ по вспомогательной режущей кромке, который совместно с износом по главной режущей кромке приводит к смещению вершины резца.

Из рис.1 видно, что этап интенсивного изнашивания имеет небольшую продолжительность во времени, в зависимости от режима резания. Основное время работы инструмента сопровождается изнашиванием с постоянной скоростью, что подтверждается экспериментальными данными различных авторов [3-5]. При этом контактное давление практически неизменная величина, а величина износа линейно зависит от времени. Тогда соотношение (1) для этапа приработки останется в прежнем виде ( $V = const$ ), а для второго этапа стационарного изнашивания (1) можно представить в виде

$$\frac{\partial w(Q, \tau)}{\partial \tau} = K_w V^m(Q) p^n(Q, \tau). \quad (2)$$

Как на первом, так и на втором этапе определяющим в соотношениях (1), (2) является распределение контактного давления, которое меняется с течением времени и зависит от истории контактного взаимодействия, т.е. носит наследственный характер.

Введем еще два допущения, которые, по всей видимости, не нарушают общности рассуждений. Будем считать, что:

- контактное давление распределено по площадке контакта вершины инструмента с обрабатываемым материалом равномерно;
- геометрические параметры режущего инструмента в процессе резания не меняются по отношению к первоначально заданным.

Последнее допущение, скорее всего, не выполняется, так как имеются данные о существенном изменении переднего угла, вплоть до отрицательных значений, чем собственно и объясняется ухудшение условий резания [1]. Однако учитывать в постановке задачи изменение геометрических параметров резца на данном этапе является невозможным физически и математически.

Первое допущение позволяет достаточно просто рассчитать контактное давление по известным значениям равнодействующей силы резания  $P_{rez}$ , которая определяется как

$$P_{rez} = \sqrt{P_z^2 + P_y^2}, \quad (3)$$

где  $P_z, P_y$  - компоненты (составляющие) силы резания, касательная и нормальная соответственно. Составляющей  $P_x$  в большинстве случаев пренебрегают в силу малости при точении композиционных материалов.

Величину контактного давления через компоненты силы резания можно представить в виде

$$p = P_{rez} / (b \cdot t) = \sqrt{P_z^2 + P_y^2} / (b \cdot t), \quad (4)$$

где  $t$  - глубина резания;  $b$  - длина режущей кромки.

Длина режущей кромки  $b$ , мм, определяется как функция режимов резания и геометрических параметров резца по формулам [1]:

$$b = \frac{\pi r}{180} \left( \arccos \frac{r-t}{r} + \arcsin \frac{s}{r} \right), \text{ при } t \leq r(1 - \cos \varphi) \quad (5)$$

и

$$b = \frac{\pi r}{180} \left( \varphi + \arcsin \frac{s}{r} \right) + \frac{t - r(1 - \cos \varphi)}{\sin \varphi}, \text{ при } t > r(1 - \cos \varphi), \quad (6)$$

где  $r$  - радиус при вершине резца, мм;  $t$  - глубина резания, мм;  $s$  - подача, мм/об;  $\varphi$  - главный угол в плане.

С другой стороны из работ [1,3] известно, что радиус округления режущей кромки связан с износом по задней поверхности  $h_z$  (или с радиальным износом резца), мм, линейным соотношением

$$r = r_0 + \frac{\sin[(\alpha + \beta)/2]}{\cos[(\alpha - \beta)/2]} h_z, \quad (7)$$

де  $r_0$  - начальный радиус округления режущей кромки, мм;  $\gamma$  - передний угол режущей кромки;  $\beta = 90^\circ - (\alpha + \gamma)$ .

Учитывая (4) для определения контактного давления  $p$  необходимо знать выражение для составляющих силы резания  $P_z, P_y$ .

Распределение составляющих силы резания при обработке большинства композиционных материалов обладает рядом специфических особенностей по сравнению с обработкой металлов. Возникающая сила резания

значительно меньше, чем при обработке металлов (примерно на порядок), и составляющие ее распределены иначе. Прежде всего, это высокий уровень сил действующих по задней поверхности инструмента. Если при обработке металлов сила резания по задней поверхности резца составляет 2 - 3%, то, например, при обработке стеклопластиков сила на задней поверхности может достигать 30 - 50% от силы резания [5]. Для практических расчетов при обработке металлов силу, возникающую на задней поверхности, в расчетах не учитывают. При обработке композиционных материалов эта сила может превосходить силу на передней поверхности и не учитывать ее в расчетах не корректно.

Описанное перераспределение обычно объясняют наличием упругого отжатия со стороны обрабатываемого материала непосредственно в зоне режущей кромки. После прохождения резца происходит упругое восстановление поверхностного слоя, что вызывает значительное контактное взаимодействие на задней поверхности резца.

Для определения компонентов силы резания проводятся эксперименты, которые направлены на исследование частных зависимостей составляющих сил резания от геометрических параметров инструмента, режимов резания, износа инструмента и т.д. Для получения расчетных зависимостей проводится многофакторный планируемый эксперимент, после обработки которого, составляются нормативные таблицы и расчетные формулы. На практике для получения достоверных результатов такие эксперименты необходимо проводить для каждого материала в отдельности при обработке инструментом заданной марки с заданными геометрическими параметрами и в определенном диапазоне изменения технологических параметров [1,3-7].

Зависимость составляющих силы резания обычно представляется в виде степенной функции

$$P_i = C_i V^{n_v} s^{n_s} t^{n_t} K_{p_i}, \quad (8)$$

где  $P_i$  - компонента силы резания ( $i=x, y, z$ );  $C_i$  - постоянная;  $n_v, n_s, n_t$  - показатели степени;  $K_{p_i} = K_{p_i\alpha} K_{p_i\gamma} K_{p_i\phi} K_{p_ih}$ ,  $K_{p_i\alpha}, K_{p_i\gamma}, K_{p_i\phi}$  - поправочные коэффициенты для  $i$ -ой составляющей силы резания на значение заднего угла -  $\alpha$ , переднего угла -  $\gamma$ ; главного угла в плане -  $\phi$ , соответственно;  $K_{p_ih}$  - поправочный коэффициент на величину износа по задней поверхности инструмента.

Для стеклопластиков и углепластиков числовые значения  $C_i$ , показателей степеней и поправочных коэффициентов при точении твердосплавными резцами приведены, к примеру, в [5]. С другой стороны использование обобщенных зависимостей для конкретного композиционного материала может иметь существенные отклонения от зависимостей,

полученных в результате обработки экспериментов проведенных для этого материала.

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 этих данных была построена статистическая модель с использованием регрессионного анализа для приближения квадратичной и степенной зависимостями [8].

Кроме того, в монографии [1] приведены экспериментальные данные по влиянию продолжительности резания на износ резца при точении стеклопластика ЭФБ-П на различных скоростях резания, рис.2.

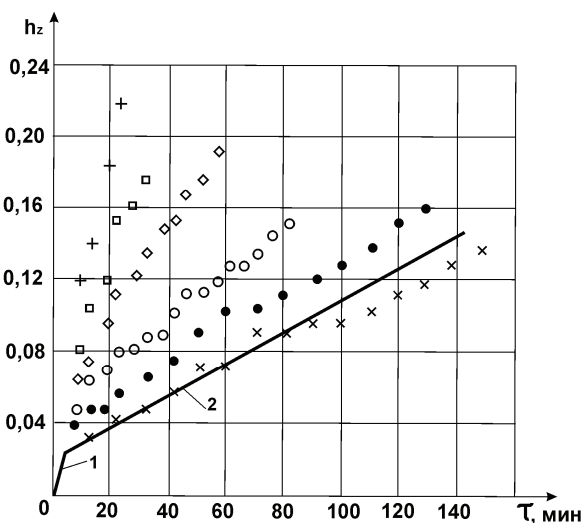


Рисунок 2 - Влияние продолжительности резания  $\tau$ , мин на износ резца  $h_z$ , мм при точении стеклопластика ЭФБ-П при значении подачи  $s=0,21$  мм/об, глубине резания  $t=1,5$  мм на различных скоростях резания: + -  $V=125$  м/мин;  $\square$  -  $V=115$  м/мин;  $\diamond$  -  $V=100$  м/мин;  $^\circ$  -  $V=90$  м/мин;  $\bullet$  -  $V=80$  м/мин;  $\times$  -  $V=60$  м/мин.

Обобщенная формула для вычисления износа по задней площадке  $h_z$ , мм при точении стеклопластика ЭФБ-П при различных значениях



технологических параметров, полученная на основе экспериментальных данных имеет вид:

для значений  $V > 80$  м/мин,  $s \leq 0,21$  мм/об,  $t = 1,0 - 5,0$  мм

$$h_z = 0,028 \cdot 10^{-6} \tau^{0,56} V^{2,93} t^{0,59} s^{0,26}, \text{ мм}, \quad (9)$$

для значений  $V < 80$  м/мин,  $s \geq 0,21$  мм/об,  $t = 1,0 - 5,0$  мм

$$h_z = 0,022 \cdot 10^{-2} \tau^{0,56} V^{1,2} t^{0,59} s^{0,95}, \text{ мм}. \quad (10)$$

Если обратиться к экспериментальным данным приведенным на рис.2 ([1], рис.35), то можно заметить, что для каждой скорости резания экспериментальные точки с достаточной степенью точности ложатся на две прямых, рис.2. Первая описывает накопление износа в начальный период, который занимает примерно 2 мин. с момента начала обработки (рис.2, прямая 1). Вторая прямая характеризует дальнейшее накопление износа в процессе обработки (рис.2, прямая 2).

Начальный период работы заточенного инструмента (приработка) характеризуется высокой интенсивностью изнашивания в течение короткого промежутка времени. Будем считать, что скорость изнашивания в этот период зависит только от скорости обработки. После аппроксимации экспериментальных данных на этапе приработки получим формулу для вычисления величины износа  $h_{z1}$  на этом участке

$$h_{z1} = \frac{V}{1849 - 3,42 \cdot V}. \quad (11)$$

Для стационарного изнашивания (второй этап) будем полагать линейную зависимость скорости изнашивания от контактного давления, т.е. полагаем  $n=1$  в выражении (2). Далее, используя для вычисления контактного давления выражения (3) – (7), по имеющимся экспериментальным данным определим значение скорости изнашивания (величина тангенса угла наклона прямой) как функция скорости резания. В результате получим соотношение

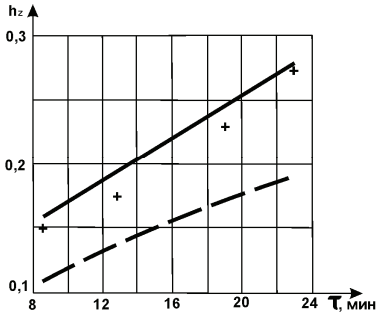
$$\text{для } V \leq 80 \text{ м/мин } h_{z2} = 1,617 \cdot 10^{-8} V^{1,434} p_z \tau, \quad (12)$$

$$\text{для } V \geq 80 \text{ м/мин } h_{z2} = 5,066 \cdot 10^{-15} V^{4,795} p_z \tau. \quad (13)$$

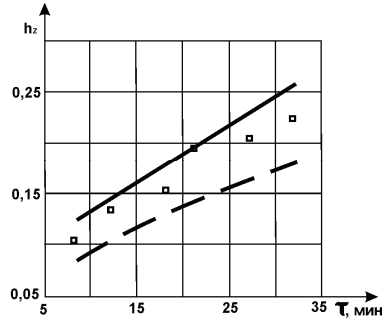
Общий износ за время  $\tau$  при скорости  $V$  будет равен

$$h_z = h_{z1} + h_{z2} \cdot \tau \quad (14)$$

Сравним расчетные данные по формулам (9), (10), (11) – (14) с экспериментальными данными для различных скоростей резания.

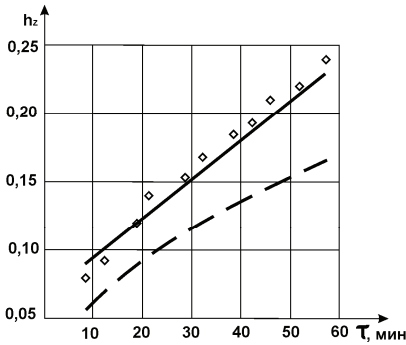


а)

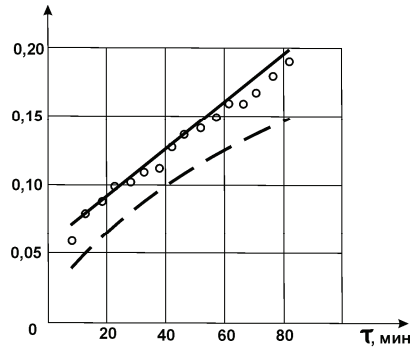


б)

Рисунок 3 – Зависимость величины износа по задней площадке от времени обработки: а) – скорость резания 125 м/мин; а) – скорость резания 115 м/мин.



а)



б)

Рисунок 4 – Зависимость величины износа по задней площадке от времени обработки: а) – скорость резания 100 м/мин; а) – скорость резания 90 м/мин.

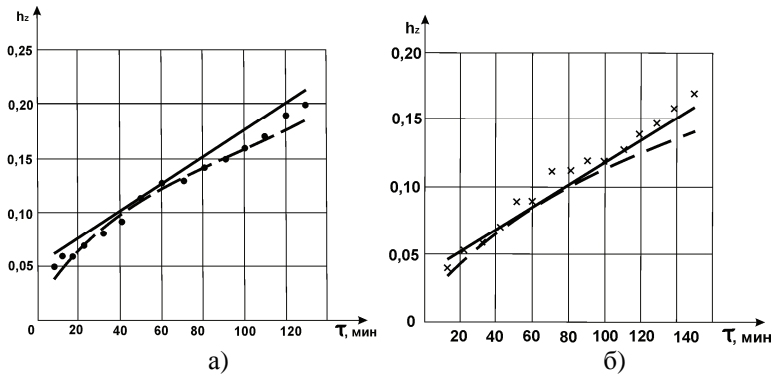


Рисунок 5 – Зависимость величины износа по задней площадке от времени обработки: а) – скорость резания 80 м/мин; а) – скорость резания 60 м/мин.

На рис.3 – 5 представлены значения величины износа инструмента по задней поверхности, рассчитанные по формулам (9), (10) – штриховая линия, формулам (11) – (14) – сплошная линия и экспериментальным данным из рис.2. Анализ приведенных данных свидетельствует о том, что для сравнительно высоких скоростей резания  $V > 80$  м/мин соотношения, полученные в данной работе более точно количественно описывают износ инструмента, чем соотношения из работы [1]. При скоростях  $V < 80$  м/мин соотношения (9), (10) и (11) – (14) примерно с одинаковой точностью совпадают с экспериментальными данными.

В обоих случаях полученные в настоящей работе соотношения, связывающие накопленный за время обработки износ вершины инструмента по задней площадке с контактным давлением и скоростью контактного взаимодействия, с высокой степенью точности описывают экспериментальные данные, что и подтверждает принятые в работе допущения и гипотезы.

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. 8. Антонен В.Ю., Хавин Г.Л. К определению составляющих силы резания при тчении армированных стеклопластиков // Статья в настоящем сборнике.

Поступила в редколлегию 21.04.08

## АНАЛІЗ СТАТИЧНОЇ ТОЧНОСТІ ПНЕВМАТИЧНОГО РЕДУКЦІЙНОГО КЛАПАНА

В статті на основі використання сучасних методів теорії автоматичного управління (метод теорії графів, теорія інваріантних систем) пропонується новий метод значительного підвищення статичної точності системи «редукційний клапан – пілот управління».

Коли збурююча дія на редукційний клапан (РК) має плавний характер він здійснює тільки вимушену регулюючу дію. Особисті рухи клапана відсутні, адже в процесі руху РК не запасає кінетичної та потенційної енергії, обумовленої інерційністю клапанно-мембранного вузла та стискаємстю повітря в порожнинах РК. Це дозволяє виключити координату часу з рівнянь математичної моделі клапана (1), що перетворює їх в систему алгебраїчних рівнянь. Аргументом при цьому стає абсолютна величина збурюючої дії, а не час. Форма збурення в часі ролі не відіграє.

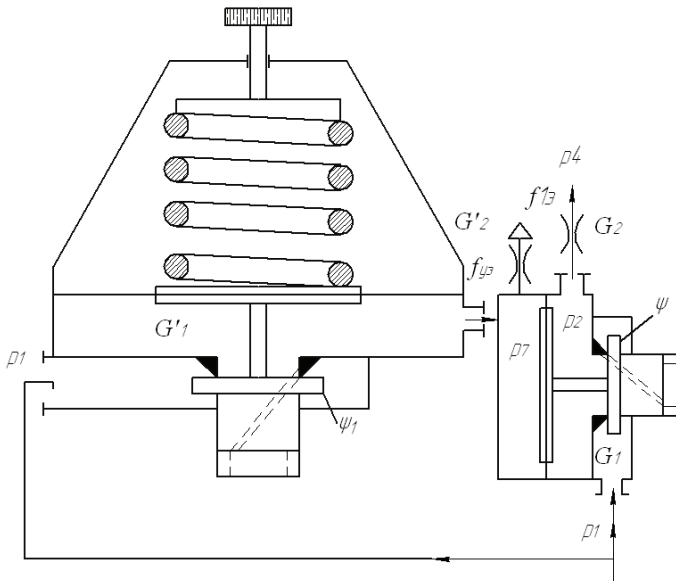


Рис. 1. – Розрахункова схема РК з пілотом керування

При дослідженні роботи РК з пневмокеруванням (рис. 1) необхідно враховувати помилку не тільки основного РК, а й пілота керування. Нелінійна математична модель системи на мал. 1 має вигляд:

$$\left\{ \begin{aligned}
 \frac{dp_2}{dt} &= \frac{kRT_{20}}{W} \left[ \mu_1 \pi d_k (z_m - z) \sqrt{\frac{2g}{RT_{20}}} \sqrt{p_2 (p_1 - p_2)} - \alpha_1 (p_2 - p_3) - \right. \\
 &\left. - f_{31} \sqrt{\frac{2g}{RT_{20}}} \sqrt{p_4 (p_2 - p_4)} \right]; \\
 \frac{dp_3}{dt} &= \frac{kRT_{20}}{W_k} \alpha_1 (p_2 - p_3) - \frac{kp_3 F_M}{W_k} \frac{dz}{dt}; \\
 \frac{dp_3}{dt} &= \frac{kp_6}{(H_k + z_m - z)} \frac{dz}{dt} - \frac{kRT_{20} \alpha_2}{(H_k + z_m - z) F_M} (p_6 - p_7); \\
 \frac{d\gamma_1}{dt} &= V_1; \\
 \frac{dV_1}{dt} &= \frac{1}{m} (\psi (p_1 - p_2) + p_3 F_M + N_0 - p_6 F_M) - \frac{h}{m} V_1 + (z_m - z) \frac{c}{m}.
 \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Вираз для визначення тиску на виході основного регулятора отримаємо з рівнянь (1) при  $\frac{dp_2}{dt} = \frac{dV_1}{dt} = V_1 = 0$ ,  $p_2 = p_3$ :

$$p_2 = \frac{p_7 F_M - N_0 - \psi (p_1 - p_2)}{F_M + \frac{Cf_{13}}{\mu_1 \pi d_k p_1} \frac{\varphi(p_2, p_4)}{\varphi(p_1, p_2)}}; \quad (2)$$

В рівнянні (2) аргументом є  $p_7$  та  $p_1$ . Для визначення  $p_7$  запишемо рівняння статичного балансу вагових витрат та сил на клапанно-мембранному вузлі пілота керування (рис. 1). При цьому врахуємо особливості функціонування керуючого РК, пов'язані з тим, що він працює на глуху камеру:

1) витратне навантаження пілота визначається витоками, тобто можна розглядати течію повітря через кільцеву щілину клапана як плоско-паралельний ламінарний потік. Тоді вираз для визначення об'ємної витрати:

$$Q = \frac{\pi d_k l_1^3 \Delta p}{12 \mu_b b}; \quad (3)$$

Запишемо рівняння для вагової витрати через кільцевий зазор каналу, прийнявши питому вагу повітря рівною його питомій вазі при середньоарифметичному тискові до та після клапана:

$$G = \frac{\pi d_k l_1^3 (p_1^2 - p_7^2)}{24 \mu_b RT_0 b}; \quad (4)$$

2) дроселювання потоку повітря відбувається, коли сідло клапана знаходиться в контакті з ущільнюючим гумовим кільцем (рис. 2). При регулюванні потоку повітря виконується робота по подоланню сил

жорсткості пружин та по подоланню сил деформації гумового кільця (сили жорсткості в цьому випадку більші сил жорсткості пружин).

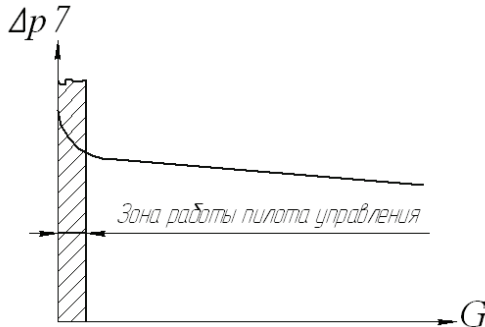


Рис. 2. Типова витратна характеристика РК

Модуль пружності гумового кільця дорівнює:

$$E = - \frac{W}{\Delta W} \Delta p = \frac{\pi d_k b e \Delta N}{\pi d_k h \pi d_k b}, \quad (5)$$

де  $\Delta N = \frac{\pi d_k b}{e} E h$  - зусилля деформації ущільнюючого кільця;

$c_\Sigma = c_1 + c_2 + \frac{\pi d_k b E}{e}$  - сумарна жорсткість пружних елементів

редукційного клапана;  $h$  - величина зтиснення гумового кільця.

Враховуючи викладене, запишемо систему рівнянь, що дозволяє знайти значення функції  $p_2$  при кожному значенні аргумента  $p_1$ , що описує функціонування РК з пневмокеруванням при зміні тиску живлення, тобто статичну модель:

$$\left\{ \begin{aligned} p_2 &= \frac{p_7 F_m - N_0 - \Psi(p_1 - p_2)}{F_m + c f_{31} \Phi(p_2, p_4) / [\mu \pi d_k \Phi(p_1, p_2)]}; \\ p_7 &= \frac{N_{01}}{F_{m1}} - \frac{(p_1 - p_7)}{F_{m1}} \Psi_1 - \sqrt{\frac{f_{y3} 24 \mu_b b p_7 \sqrt{2kgRT_{20}}}{\pi d_{k1} \sqrt{k-1} (p_1^2 - p_7^2)} c_\Sigma}; \\ N_{01} &= (p_{10} - p_{70}) \Psi_1 + c_\Sigma \sqrt{\frac{f_{y3} 24 \mu_b b p_7 \sqrt{2kgRT_{20}}}{\pi d_{k1} \sqrt{k-1} (p_{10}^2 - p_{70}^2)}} + F_{m1} p_{70}; \\ p_{70} &= \left[ \Psi(p_{10} - p_{20}) + N_0 + \frac{c f_{31} i_0 \Phi(p_{20}, p_{40})}{\mu \pi d_k \Phi(p_{10}, p_{20})} \right] / F_m + p_{20}, \end{aligned} \right. \quad (6)$$

де  $i_0 = \frac{P_{20}}{P_{10}}$ ;  $N_0$  - зусилля попереднього підтискання підклапанної

пружини основного РК (звичайно  $50 \div 80$  Н);  $N_{01}$  - зусилля зтискання пружних елементів пілота керування при налаштуванні.

Застосуємо до системи (6) принцип малого параметра та скористуємося принципом суперпозиції: до малих величин другого порядку помилка пристрою, що виникає від сукупної дії декількох первинних помилок, є лінійна функція помилок, обумовлених дією кожної первинної помилки окремо. Основою цього методу є заміна реальної нелінійної залежності помилки на виході пристрою від первинних помилок першими членами розкладення її в ряд Тейлора.

Первинними помилками для основного РК є коливання тиску  $p_1$  та  $p_7$ . Система рівнянь прийме вигляд:

$$\begin{cases} \Delta p_2 = k_3(k_2 \cdot \Delta l + k_4 \cdot \Delta p_1); \\ \Delta x = k_1(k_5 \cdot \Delta p_2 + k_6 \cdot \Delta p_1 + k_7 \cdot \Delta p_7); \\ \Delta p_7 = N_3(N_2 \cdot \Delta l_1 + N_4 \cdot \Delta p_1); \\ \Delta l = N_1(N_5 \cdot \Delta p_7 + N_6 \cdot \Delta p_1), \end{cases} \quad (7)$$

де  $k_3 = \left( \frac{\partial G_2}{\partial p_2} - \frac{\partial G_1}{\partial p_2} \right)$  - коефіцієнт передачі об'єкту регулювання

(величина, зворотно-пропорційна фактору стійкості міждросельної камери);  $k_4, k_6, k_7$  - коефіцієнти передач первинних помилок (коливань тиску в нагнітаючому тракті й коливання тиску в ланцюгу керування основного редукційного клапана);  $k_1 \cdot k_2 \cdot k_5$  - коефіцієнт посилення регулятора.

Аналогічно можна трактувати й коефіцієнти пілота керування.

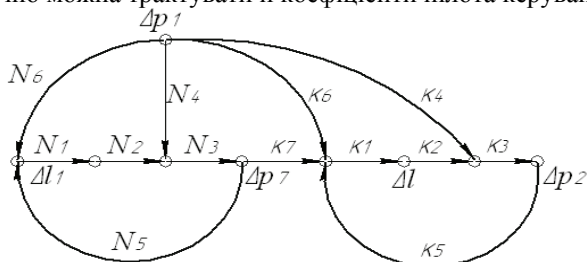


Рис. 3.- Граф статичної чутливості РК з пілотом керування

Застосувавши правило Мейсона, знайдемо зв'язок між вершинами  $\Delta p_2$  та  $\Delta p_1$  графа зв'язку статичної моделі РК з пілотом керування (рис. 3):

$$\int_{\Delta p_1}^{\Delta p_2} = \frac{(k_4 k_3 + k_1 k_2 k_3 k_6)(1 - N_1 N_2 N_3 N_6) + (N_3 N_4 - N_1 N_2 N_3 N_6) k_1 k_2 k_3 k_7}{1 - N_1 N_2 N_3 N_5 - k_1 k_2 k_3 k_5 + N_1 N_2 N_3 N_5 \cdot k_1 k_2 k_3 k_5}; \quad (8)$$

$$\text{где } k_1 = \frac{F_m}{c}; \quad k_2 = \left( \frac{\partial G_1}{\partial l} \right)_0 = \mu \cdot \pi \cdot d_k \cdot p_1 \sqrt{i(i-1)}; \quad k_5 = -1; \quad k_7 = 1;$$

$$k_3 = \left( \frac{\partial G_2}{\partial p_2} - \frac{\partial G_1}{\partial p_2} \right)_0^{-1} = \frac{2\sqrt{i_n(1-i_n)} \cdot (1-i)}{f_{y3} \cdot i_n [(1-i) + (2i-1)(1-i_n)]};$$

$$k_6 = \pm \frac{\Psi}{F_m};$$

$$k_2 = \left( \frac{\partial G_1}{\partial p_1} \right)_0 = \frac{f_{y3} \cdot i}{2(i-1)} \sqrt{i_n(1-i_n)}; \quad N_5 = -1; \quad N_1 = \frac{F_{m1}}{c_2};$$

$$N_6 = \pm \frac{\Psi_1}{F_{m1}};$$

$$N_2 = \frac{\partial G'_1}{\partial l_1} = 3p_{10} \sqrt{\frac{\pi d_{k1} g f_{y3}^2 i^2 (1-i_1^2) i_{n1} (1-i_{n1}) P_{10}}{12\mu_b b (RT_{20})^2}}; \quad i_n = \frac{P_4}{P_2};$$

$$k_7 = 1;$$

$$N_3 = \frac{(1-i_{n1}^2) \sqrt{i_{n1}}}{f_{y3} \cdot \sqrt{\frac{g}{2RT_{20}}} (1-i_{n1}^2) \sqrt{1-i_{n1}} + i_1^2 \cdot i_{n1} \sqrt{1-i_{n1}}}; \quad i = \frac{P_2}{P_1}; \quad i_{n1} = \frac{P_a}{P_7};$$

$$N_4 = \frac{f_{y3} \cdot \sqrt{\frac{g}{2RT_{20}}} \cdot i \cdot \sqrt{i_{n1}(1-i_{n1})}}{(1-i_{n1}^2)}; \quad i_1 = \frac{P_7}{P_1}; \quad \int_{\Delta p_1}^{\Delta p_2} = \frac{dp_2}{dp_1} - \text{статична}$$

чутливість стабілізуемого параметра  $p_2$  відносно  $p_1$ .

При  $i \leq 0.5$  або  $i_n \leq 0.5$  в формулах замість  $i$  та  $i_n$  потрібно підставляти постійне число 0.5. Це розповсюджується й на  $i_{n1}$ .

Контури графа статичної чутливості (рис. 3) можна розділити на контури регулювання по відхиленню та контури регулювання по збуренню.

Якщо клапани редукційного клапана повністю розвантажені від дії тиску живлення (з графу чутливості видалено ребра  $k_6$  та  $N_6$ ), то отримаємо систему регулювання по відхиленню. Якщо дія тиску живлення спрямована в бік зачинення клапана, то за рахунок цього вводяться додаткові контури регулювання по збуренню. Тоді контур регулювання по збуренню може компенсувати статизм ланцюга керування частково або повністю.

Проаналізуємо структуру виразу (8). Граф статичної чутливості (рис. 3) має чотири прямі шляхи, що пов'язують вершини  $\Delta p_1$  та  $\Delta p_2$ , тобто є чотири канали, по яким первинна помилка впливає на вторинну. Обидва члени виразу (8) визначаються сумою помилок контурів регулювання по



відхиленню та по збуренню.

Отже, можна встановити три способи зниження статичної чутливості системи "РК – пілот керування":

1) одночасна взаємокомпенсація помилок контурів регулювання по збуренню для кожного РК. Мінімальна чутливість досягається при  $k_3 \cdot k_4 \approx k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_6$  и  $N_3 \cdot N_4 \approx N_1 \cdot N_2 \cdot N_3 \cdot N_6$ ;

2) вибір таких параметрів РК та пілоту, щоб помилки основного РК та пілоту мали однакову величину й протилежний знак, тобто при  $N_1 \cdot N_2 \cdot N_3 \cdot N_6 + N_3 \cdot N_4 = k_3 \cdot k_4 + k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_6$ ;

3) виключивши контур регулювання по збуренню (повністю розвантаживши клапани) зменшити помилку контуру регулювання по відхиленню збільшивши знаменники  $(1 - N_1 \cdot N_2 \cdot N_3 \cdot N_5)$  та  $(1 - k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_5)$ .

Розглянемо взаємний вплив помилок контуру регулювання по відхиленню ( $A$ ) та контура регулювання по збуренню ( $B$ ) на РК без врахування помилки пілоту керування. Статична чутливість такого РК:

$$\Delta p_2 = (A - B)\Delta p_1, \quad (9)$$

где

$$A = \frac{k_3 k_4}{1 - k_1 k_2 k_3 k_5} = \frac{1}{\frac{(i - 1) + (2i - 1)(1 - i_n)}{i(1 - i_n)} + \frac{2F_m \mu_1 \pi d_k p_1 \sqrt{i(1 - i)}}{c f_{31} i \sqrt{i_n (1 - i_n)}}};$$

$$B = \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_6}{1 - k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_5} = \frac{1}{\frac{c \cdot f_{31} \cdot i_n [(1 - i) + (2i - 1)(1 - i_n)]}{2 \cdot \mu_1 \cdot \pi \cdot d_k \cdot p_1 \cdot \psi \sqrt{i(1 - i) \cdot i_n (1 - i_n)}} + \frac{F_m}{\psi}}.$$

Якщо для цієї точки характеристики  $B > A$ , то крива  $p_2 = f(p_1)$  з падінням тиску живлення буде зростати, тобто  $\Delta p_2 > 0$  при  $\Delta p_1 < 0$ . Зі зменшенням тиску живлення  $A$  збільшується, а  $B$  зменшується. Екстремум (максимум) функції  $p_2 = f(p_1)$  досягається при  $A + B = 0$ .

Аналіз коефіцієнтів передачі по кожному з контурів дозволяє зробити наступні висновки:

- коли помилка визначається контуром регулювання по збуренню, крутизна кривої  $p_2 = f(p_1)$  збільшується зі зменшенням  $c$ ,  $f_{31}$  та збільшенням  $d_k$ ,  $p_1$  та  $\psi$ ;

- коли помилка визначається контуром регулювання по відхиленню, тобто  $A > B$ , крутизна кривої збільшується зі збільшенням  $c$ ,  $f_{31}$  та зменшенням  $p_1$  та  $d_k$ .

Таким чином, вплив параметрів  $p_1$ ,  $d_k$ ,  $c$ ,  $f_{31}$  на статичну чутливість

РК може бути протиречним навіть у межах однієї й тієї ж кривої  $p_2 = f(p_1)$ . Для досягнення максимальної точності необхідна суворота відповідності величини  $\psi$  та величин  $c$ ,  $f_{\psi 1}$ ,  $d_k$  та  $p_{10}$ .

На рис. 4 подані характеристики  $p_2 = f(p_1)$ , що ілюструють вплив величини дисбалансу на клапані  $\psi$  при різних тисках налаштування та витратах через клапан, отримані експериментальним та розрахунковим шляхами для пружинного РК БВ57-34 (пілота керування).

Вихідні дані для розрахунку:  $F_m = 0.00182 \text{ м}^2$ ,  $d_k = 0.016 \text{ м}$ ,  $p_{10} = 0.7 \text{ МПа}$ ,  $c = 2.18 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$ . При експериментальному визначенні характеристик значення нерозвантаженої площі змінювались за рахунок змінних втулок-сідел. При малих витратних навантаженнях кращім є варіант *Б*, при великих - варіант *В*.

Таким чином, чим менше жорсткість пружин, витрата та тиск налаштування, чим більше діаметр клапану, тем менше повинен бути дисбаланс  $\psi$  на клапані. Тобто на клапані основного РК повинен бути мінімальний дисбаланс або він повинен бути розвантажений. Дисбаланс клапана пілота керування повинен бути збільшений через більшу жорсткість його клапанної системи й меншого діаметру клапану.

Другий спосіб зменшення статичної помилки розглянемо зважаючи на розрахункові результати. Основні параметри РК з пневмокеруванням:  $d_k = d_{k1} = 0.016 \text{ м}$ ,  $c = c_1 = 4.8 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ ,  $c_2 = 1.8 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$ ,  $F_m = F_{m1} = 0.002 \text{ м}^2$ ,  $f_{\psi 1} = 0.18 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ,  $f_{\psi 2} = 0.18 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ ,  $E = 1 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ ,  $B = 0.15 \cdot 10^{-2}$ ,  $p_{10} = 0.6 \text{ МПа}$ .

Серія характеристик на рисунках 5 – 10 ілюструє вплив співвідношень.

Вплив співвідношень параметрів  $\psi$  та  $\psi_1$  на регулювальні характеристики РК з пневмокеруванням при різних конструктивних розмірах основного РК та пілота керування параметрів  $\psi$  та  $\psi_1$  при різних конструктивних розмірах основного РК та пілота керування. Варіант 1 відповідає приведеним вище розмірам основного РК та пілота керування; у варіанті 2  $F_{m1} = 0.001 \text{ м}^2$ ; у варіанті 3  $b = 0.003 \text{ м}$ , у варіантів 4 та 5  $F_m = 0.004 \text{ м}^2$ , та у варіанті 5  $d_k = 0.008 \text{ м}$ . Аналізуючи характер цих кривих, можна встановити, що при рівних значеннях  $F_m$  та  $F_{m1}$  система практично однаково чутлива до змін  $\psi$  та  $\psi_1$  (крива 1 на рисунках 7 та 10, 6 та 8).

При зменшенні ефективної площі мембрани пілота керування збільшується чутливість системи до зміни нерозвантаженої площі клапана пілота  $\psi_1$  (крива 2 на рисунках 7 та 10, 6 та 8), й зростає статизм контура регулювання по відхиленню пілота керування (порівняйте криві 1 та 2 на рис. 5, 9).

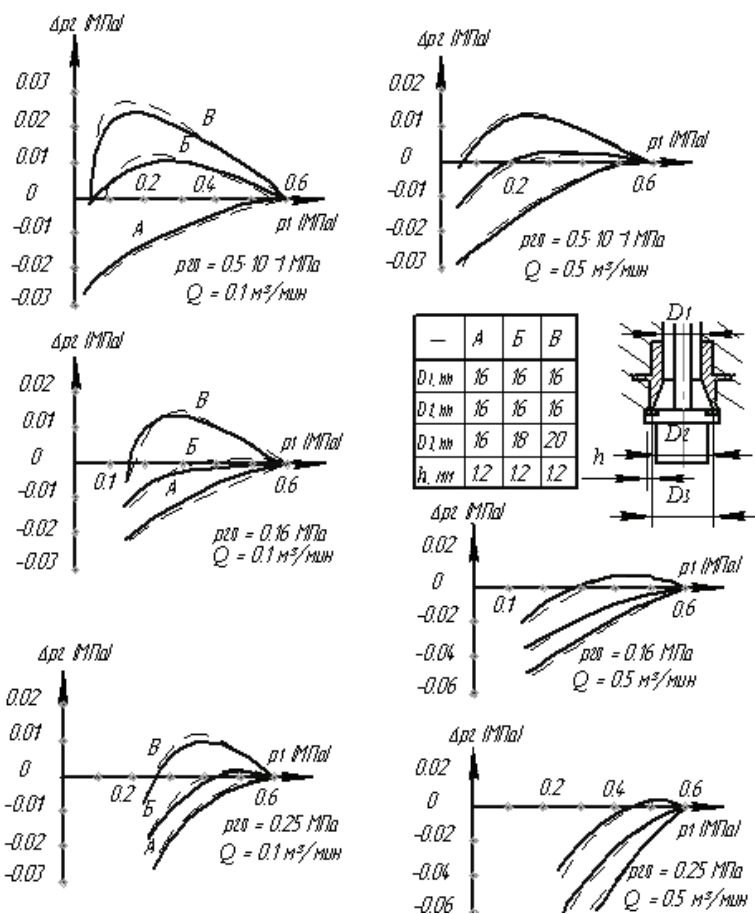


Рис. 4. Вплив величини нерозвантаженої площі клапана БВ57-34 на величину статичної помилки

При збільшенні виразу  $F_m - F_{m1}$  за рахунок збільшення  $F_m$  ще більше збільшується чутливість системи до варіації  $\psi_1$  й зменшується чутливість до варіації  $\psi$  (порівняйте криві 2 та 4 на рис. 7, 10 та 6, 8). При збільшенні жорсткості клапанно-мембранної системи пілота керування відбувається збільшення статизму контуру регулювання по відхиленню (крива 3 завжди йде нижче кривої 2) й зміщення екстремуму (там, де він є) вправо (рис. 5, 8). Крім того, у всіх випадках при цьому відбувається зменшення ділянки кривої, де її вигляд близький до лінійного, отже зменшується зона, где можлива повна взаємокомпенсація помилок. Порівняйте рис. 7 (крива 3) з рис. 9 (крива 4). Зменшення діаметру клапана пілота керування призводить до збільшення статизму контуру регулювання по відхиленню пілота керування (у всіх випадках крива 5 йде нижче кривої 4).

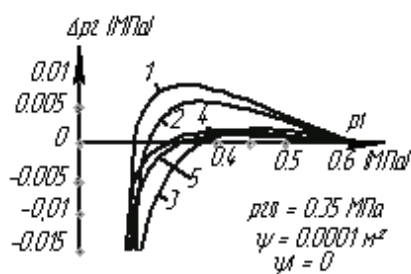


Рис. 5

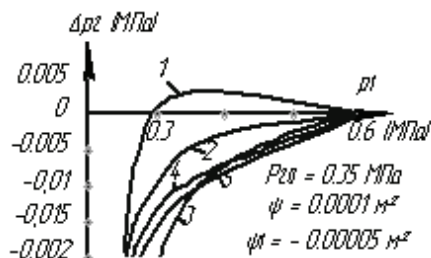


Рис. 6

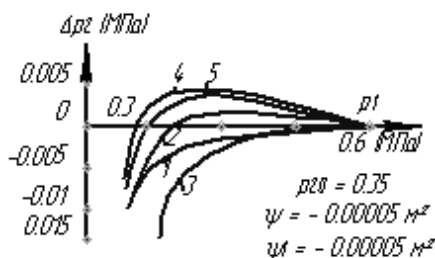


Рис. 7

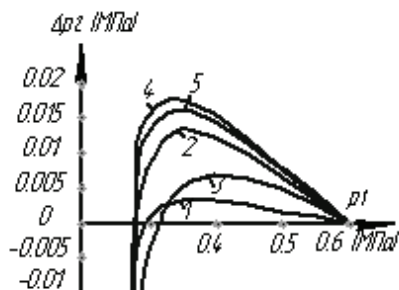


Рис. 8

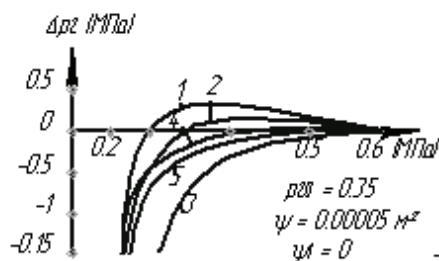


Рис. 9

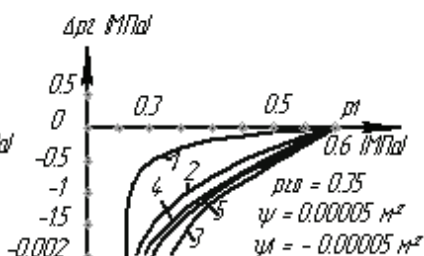


Рис. 10

Третій спосіб зменшення статичної чутливості РК, який згадувався вище, є найбільш розповсюдженим. Однак перші два способи зменшення статичної чутливості кращі, адже вони пов'язані з варіацією параметрів  $\psi$  та  $\psi_1$ , які практично не впливають на динамічні характеристики РК.

Список літератури: 1. Дмитриев В. Н., Градецкий В. Г. Основы пневмоавтоматики. М.: Машиностроение, 1973, 368. 2. Добрынин Е. М., Пан Чжун-Чжен Вопросы динамической точности приборов автоматического контроля размеров. М.: Машгиз, 1963, 248. 3. Траксел Д. Д. Синтез систем автоматического регулирования. М.: Машгиз, 1955, 463.

Поступила в редколлегию 21.04.08

Ю.А. СИЗЫЙ, Д.В. СТАЛИНСКИЙ, А.Ю. ПИРОГОВ, О.Н. БУТКО

## ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ САМООСЦИЛЛИРУЮЩЕГО КРУГА С ПРЕРЫВИСТОЙ РЕЖУЩЕЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Шлифование самоосциллирующим кругом (ППО) является своеобразной разновидностью прерывистого шлифования. Прерывистость контакта круга с поверхностью шлифуемого проката создается за счет смещения пятна контакта вдоль оси вращения круга. На рис.1 показан упрощенно самоосциллирующий круг, т.е. круг с наклонно расположенными торцами к оси Z его вращения. Теплофизический анализ процесса шлифования таким кругом выполнен и описан в [1]. При этом показано, что в середине размаха осциллирующего движения (т. А на рис.1) прерывание контакта круга с прокатом отсутствует и нагрев проката в этом месте наибольший.

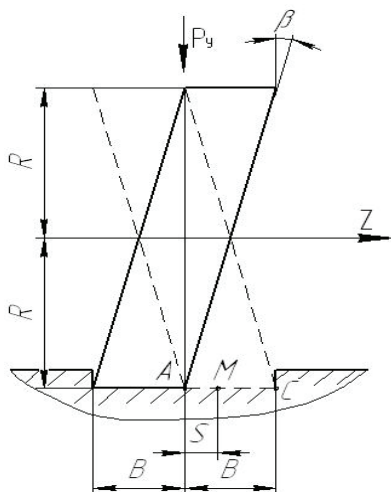


Рис 1 – Упрощенный вид самоосциллирующего шлифовального круга формы ППО

Для уменьшения нагрева проката в середине размаха осциллирующего движения предлагается конструкция круга, показанная на рис.2. Этот круг имеет канавки на левом и правом его торцах. Канавки выполнены на глубину  $h$ , равную половине высоты круга  $B$  и располагаются на торцах круга в пределах  $180^\circ$  так, чтобы канавки на левом торце занимали одну половину окружности, а на правом – другую. Длина канавок  $l$  ограничивается радиусом  $R$ , который является предельно допустимым в результате износа круга.

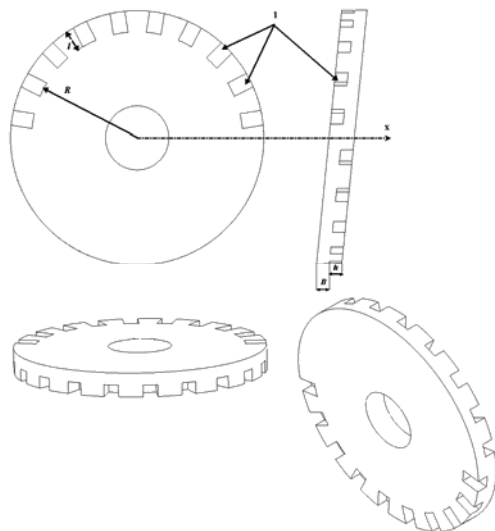


Рис.2 – Конструкция самоосциллирующего круга с прерывистой режущей поверхностью.

При положении круга, как показано на рис.3а, когда пятно контакта его с прокатом находится в левом крайнем положении, и круг вращается по стрелке  $\omega$ , то пазы на правом торце круга видимы в пределах  $1/4$  круга. Вторая четверть правого торца с пазами по ходу вращения невидима. При вращении круга от указанного положения видимые на рис.3а пазы правого торца проходят через середину размаха осциллирующего движения (т.А) и при этом реализуется прерывистый характер шлифования.

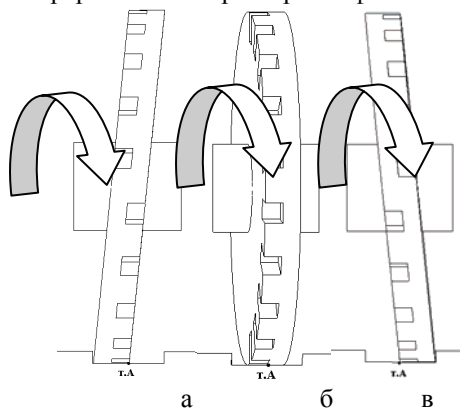


Рис.3 – Положения круга при осциллирующем движении в контакте с прокатом: а – левое крайнее; б – среднее; в – правое крайнее .

Когда круг повернется на угол  $90^\circ$  пазы правого торца минуют середину размаха (т.А), но при этом в контакт начнут входить пазы левого торца

(рис.3б), при этом продолжает осуществляться прерывистое шлифование при повороте на следующие  $90^\circ$ . Вид круга в положении, когда пазы левого торца начинают проходить через середину размаха показан на рис.3б.

После поворота еще на  $90^\circ$  пазы левого торца минуют середину размаха, и будут располагаться так, как показано на рис.3в. При дальнейшем вращении в пределах следующих  $90^\circ$  пазы левого торца будут смещаться влево, проходя над серединой пятна контакта, и процесс прерывистого шлифования будет продолжаться.

Когда пазы левого торца при смещении влево минуют середину пятна контакта, то, как видно из рис.3в, в контакт начнут входить пазы правого торца, и прерывистое шлифование продолжится.

Размеры паза  $l_2$  по окружности и выступа  $l_1$  выбираются в зависимости от требуемого снижения температуры проката по сравнению с непрерывным (сплошным) шлифованием [2]. Для черногового шлифования рекомендуется

$v = \frac{l_2}{l_1} = (0,6 \dots 1)$ . Кроме этого рекомендуется четное значение количества  $n$  пазов.

Выполним расчет температуры нагрева поверхности проката в середине размаха осциллирующего движения для описанной конструкции круга.

Расчет производим для круга ППО  $300 \times 76 \times 30$ . Принимаем число пазов

равное  $n = 20$ . Выбираем  $v = \frac{l_2}{l_1} = 0,6$ , тогда:

$$n = \frac{\pi \cdot D}{l_1 + l_2} = \frac{\pi \cdot D}{l_1 + l_1 \cdot v} = \frac{\pi \cdot D}{l_1 \cdot (1 + v)}$$

$$l_1 = \frac{\pi \cdot D}{n \cdot (1 + v)} = \frac{3,14 \cdot 300}{20 \cdot 1,6} = 29,44 \text{ мм.}$$

Ширина паза  $l_2 = 29,44 \cdot 0,6 = 17,66$  мм. Задаем окружную скорость вращения круга равной 40 м/с, что соответствует угловой скорости:

$$\omega = \frac{V}{R} = \frac{40}{0,15} = 266,6 \text{ рад/с.}$$

Время цикла нагрева-охлаждения:

$$t_u = \frac{l_1 + l_2}{V} = \frac{(29,44 + 17,66) \cdot 10^{-3}}{40} = 0,0011775 \text{ с.}$$

$$t_k = \frac{l_2}{V} = \frac{29,44}{40 \cdot 10^3} = 0,000736 \text{ с.}$$

Задачу определения температуры в шлифуемом прокате можно рассматривать как одномерную в направлении оси  $X$ , перпендикулярной

поверхности проката, а источник тепла бесконечным в направлении скоростей  $V_o$  и  $V_z$ .

Источник тепла принимаем плоским с равномерной плотностью теплового потока и не учитываем съём металла шлифованием. Эти допущения для плоского шлифования широко распространены и обоснованы [2]. При таком упрощении задача теплопроводности формулируется следующим образом:

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = a \cdot \frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2}, \text{ с краевыми условиями:}$$

$$T(x,0) = 0, \quad T(\infty,t) = 0,$$

$$q(0,t) = -\lambda \cdot \left. \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} \right|_{x=0} = \begin{cases} q_1, n \cdot t_{II} < t < n \cdot t_{II} + t_K; \\ 0, n \cdot t_{II} + t_K < t < t_{II} \cdot (n+1); \end{cases} \text{ где:}$$

$\lambda, a$  - коэффициенты тепло- и температуропроводности соответственно;

$t$  - время;

$t_{II}$  - время цикла нагрева-охлаждения (время оборота круга);

$t_K$  - время контакта;

$q_1$  - тепловой поток при равномерном его распределении в

пределах пятна контакта;

$n$  - номер цикла нагрева-охлаждения.

Решение такой задачи получено в [3] и имеет следующий вид:

$$T(x,t) = \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{\frac{a}{\pi}} \cdot \int_0^t q(0,T) \cdot \exp\left[-\frac{x^2}{4 \cdot a \cdot (t-\tau)}\right] \cdot \frac{dT}{\sqrt{t-\tau}}. \quad (1)$$

Анализ решения выполним для поверхности проката, т.е. для  $x = 0$ :

$$T(0,t) = \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{\frac{a}{\pi}} \cdot \int_0^t q(0,T) \cdot \frac{dT}{\sqrt{t-\tau}}.$$

Чтобы учесть граничные условия на поверхности проката, т.е. наличие и отсутствие теплового потока, пределы интегрирования в (1) программируем и решения на каждом обороте круга суммируем:

$$T(t) = \frac{q}{\lambda} \cdot \sqrt{\frac{a}{\pi}} \sum_{i=1}^n \int_{\text{if}[t < t_{II} \cdot (i-1), t_{II} \cdot (i-1)]}^{\text{if}[t \leq t_{II} \cdot (i-1) + t_K, t - \Delta, t_{II} \cdot (i-1) + t_K]} \frac{dT}{\sqrt{t-\tau}}. \quad (2)$$

В выражении в верхнем пределе интегрирования от текущего времени  $t$  отнимается малая величина  $\Delta$ , необходимая, чтобы в знаменателе подынтегрального выражения исключить нуль.

При расчете по (2) нужно знать  $n$  – число циклов нагрева-охлаждения, за которые точка поверхности проката пройдет через зону контакта в



направлении осевой подачи. Для этого нужно  $L_o$  разделить на  $V_o$  и время оборота круга ( $2 \cdot \pi / \omega$ ):

$$n = \frac{\omega \cdot \sqrt{2 \cdot R \cdot h}}{V_o \cdot 2 \cdot \pi} \quad (3).$$

Число оборотов круга за время прохождения точки поверхности проката через зону контакта вычисляем по (3), принимая скорость осевой подачи  $V_o = 10 \text{ м / мин} = 166,6 \text{ мм / с}$ , и глубину шлифования  $h = 0,5 \text{ мм}$ :

$$n_{об} = \frac{\sqrt{2 \cdot R \cdot h} \cdot \omega}{V_o \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{\sqrt{2 \cdot 150 \cdot 0,5} \cdot 266,6}{166,6 \cdot 6,28} = 3,12 \text{ об.}$$

Таким образом, количество циклов нагрева-охлаждения составляет:

$$n_{ц} = n_{об} \cdot n = 3,12 \cdot 20 = 62,4.$$

Время отсутствия контакта:

$$t_{о.к.} = t_{ц} - t_{к} = 0,0011775 - 0,000736 = 0,0004415 \text{ с.}$$

Дискретность времени  $\Delta t$  при программировании расчета должна быть значительно меньше  $t_{о.к.}$ . Принимаем  $\Delta t = 0,00001 \text{ с}$ . Полное время

моделирования  $t_{мод}$  найдем, умножив время оборота  $t_{об} = \frac{2 \cdot \pi}{\omega}$  на количество оборотов  $n_{об}$ :

$$t_{мод} = \frac{2 \cdot \pi}{\omega} \cdot n_{об} = 0,073476 \text{ с.}$$

Число дискрет:

$$m = \frac{t_{мод}}{\Delta t} = \frac{0,073476}{0,00001} = 7347.$$

Таким образом, у нас имеются все данные для расчета по (2). Исходные данные расчета и его результаты приведены на рис.4. На этом рисунке, кроме графика нагрева при прерывистом шлифовании  $T1(t_j)$ , приведен и график нагрева без прерывания контакта  $TO(t_j)$ .

Сравнение графиков показывает значительное снижение температуры поверхности проката при прерывистом шлифовании примерно в  $\frac{930}{600} = 1,55$  раз.

Таким образом, предлагаемая конструкция круга с пазами позволяет значительно снизить теплонапряженность процесса обдирочного шлифования.

$n := 62$   $tc := 0.0011775$   $\Delta := 0.00000001$   $m := 7347$   $j := 0..m$   $t_j := 0.00000001 + j \cdot 0.00001$   
 $q := 4000$   $a := 0.067$   $\lambda := 0.34$   $tk1 := 0.000736$

$$T1(t) := \frac{q}{\lambda} \cdot \frac{a}{\sqrt{\pi}} \cdot \sum_{i=1}^n \int_{\text{if}[t \leq tc \cdot (i-1), t, tc \cdot (i-1)]}^{\text{if}[t \leq tc \cdot (i-1) + tk1, t - \Delta, tc \cdot (i-1) + tk1]} \frac{1}{\sqrt{t - \tau}} d\tau$$

$$T0(t) := \frac{q}{\lambda} \cdot \frac{a}{\sqrt{\pi}} \cdot 2 \cdot \sqrt{t}$$

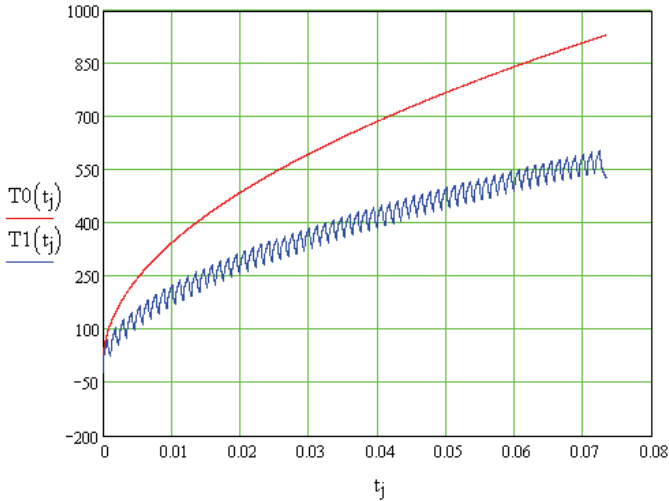


Рисунок 4 Графики нагрева при прерывистом шлифовании  $T1(t_j)$  и при шлифовании без прерывания контакта  $T0(t_j)$

Список литературы: 1. Сизый Ю.А., Сталинский Д.В., Пирогов А.Ю., Таран С.В. Анализ циклов нагрева – охлаждения поверхности проката при обдирочном шлифовании самоосциллирующим кругом. «Високі технології в машинобудуванні», збірник наукових праць. НТУ «ХПІ», Харків. Вип. 2,2006 р., 99-107с. 2. Сипайлов В.А. Тепловые процессы при шлифовании и управление качеством поверхности. М., Машиностроение,1978.167с. 3. Сизый Ю.А., Волкова Н.Н. Температура проката при обдирочном шлифовании.- Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 1988, №10, с. 109-113.

Поступила в редколлегию 21.04.08

*С.Л.РЯГІН*

## **ВРАХУВАННЯ КОМБІНАЦІЙ РОЗРАХУНКОВИХ НАВАНТАГ ПРИ СТВОРЕННІ СИСТЕМИ НОРМ ЯКОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ МОСТОВИХ КРАНІВ**

Наведено порівняльний аналіз врахування комбінацій навантаг згідно вітчизняних традицій та за Європейськими стандартами. Запропоновано узагальнений алгоритм попарного розгляду комбінацій навантаг, отримані відповідні аналітичні залежності, проаналізовано обмеження. У алгоритмі передбачено підбір значення мінімальної товщини листа з урахуванням умов місцевої стійкості. Ці аналітичні залежності та алгоритм можуть бути використані при створенні системи норм якості проектування мостових кранів.

Створення системи норм якості проектування мостових кранів пов'язане з важливим науковим та практичним завданням підвищення конкурентоспроможності вантажопідіймальних кранів вітчизняного виробництва. Врахування комбінацій навантаг у розрахунковій моделі є одним з шляхів уточнення та вдосконалення цієї системи норм якості проектування.

На основі розширеного перегляду відомої задачі Гохберга щодо оптимального перерізу коробчастої металокопструкції [1], у [2] була обґрунтована принципова можливість створення системи норм якості проектування мостових кранів. У [3], на розвиток [2], було враховано вимоги до жорсткості металокопструкцій, у [4] – характеристики кінцевих балок, у [5] – характеристики металокопструкцій візків.

Але у жодній з цих статей, продовженням яких є дана, не було розглянуто необхідність врахування багатьох комбінацій навантаг у розрахунковій моделі.

Метою цієї статті є вдосконалення основних розрахункових залежностей, що використовуються при створенні системи норм якості проектування мостових кранів, для врахування комбінацій навантаг на металокопструкцію мостового крана.

Згідно вітчизняних традицій [1], для розрахунків мостових кранів можуть бути застосовані як метод допустимих напруг, так і метод граничних станів. Згідно Європейського стандарту [6], для розрахунків мостових кранів (клас розподілу мас MDC1, лінійна залежність між діями навантаг та впливами навантаг) теж може бути використаний не тільки метод граничних станів, а й метод допустимих напруг.

У [1] для кожного з методів наведені наступні комбінації навантаг: багаторазові плавні підймання вантажу та пуск/гальмування механізмів, різке підймання вантажу та пуск/гальмування механізмів, найбільші розрахункові навантаги неробочого стану. При цьому у перших двох випадках дія переважно вертикальних навантаг та спільна дія вертикальних та горизонтальних навантаг розглядаються окремо.

У Європейському стандарті [7], який прийнятий в Україні як [8], для

кожного з методів наведені три групи комбінацій навантаг: регулярні навантаги за нормального експлуатування; регулярні навантаги, поєднані з нерегулярними; регулярні навантаги, поєднані з нерегулярними та надзвичайними. При встановленні комбінацій навантаг розглядається процес експлуатування крана, беручи до уваги його системи керування та нормативні правила експлуатування [6]. Крім того, для однієї та тієї ж комбінації навантаг вивчається декілька конфігурацій крана [6]. Також у [7], [8] додатково передбачено врахування навантаг від перекосів, дефектів шляху, температурних деформацій, відмови приводів, тощо.

Як у [1], так і у [7], [8] наведені основні комбінації навантаг, що мають бути враховані у розрахунках, але загальна кількість комбінацій жорстко не обмежена.

Таким чином, існує два методи розрахунку, для кожного з яких за двома підходами ([1] та [7], [8]) передбачені різні комбінації навантаг та, у загальному випадку, різні коефіцієнти при навантагах та при механічних характеристиках матеріалів. З точки зору визначення критеріїв якості проектування мостових кранів, можна вести мову про чотири способа розрахунків, кожний з яких передбачає окремий набір комбінацій навантаг, що може змінюватись або розширюватись в залежності від конкретних обставин. Співставлення двох кранів за якістю проектування може бути об'єктивним лише за умови, що в обох випадках критерії будуть обчислені за єдиним способом. Це вимагає певного вдосконалення основних розрахункових залежностей, що використовуються при створенні системи норм якості проектування мостових кранів.

Спільним для всіх способів є принцип співставлення розрахункових значень внутрішніх силових факторів, віднесених до відповідних геометричних характеристик перерізу, з розрахунковими значеннями відповідних механічних характеристик матеріалу. Для коробчастої балки, яка, у загальному випадку, згинається у вертикальній та горизонтальній площинах, таке узагальнене співставлення має вигляд:

$$\frac{M_b}{W_b} + \frac{M_r}{W_r} \leq [\sigma], \quad (1)$$

де, в залежності від способу розрахунку:

$M_b$ ,  $M_r$  – максимальні узагальнені розрахункові згинальні моменти відповідно у горизонтальній та вертикальній площинах;

$W_b$ ,  $W_r$  – моменти опору перерізу, що забезпечують опір розрахунковим згинальним моментам, відповідно у горизонтальній та вертикальній площинах;

$[\sigma]$  – узагальнене розрахункове значення механічних характеристик матеріалу (допустимі напруги, розрахунковий опір з відповідними коефіцієнтами, тощо).

Якщо трактувати коефіцієнт  $\varphi_a$  за [2] як:

$$\varphi_a = \frac{W_r}{W_b}, \quad (2)$$

залежність (1), з урахуванням (2), може бути записана у вигляді:

$$\frac{M_b + M_r / \varphi_a}{W_b} \leq [\sigma]. \quad (3)$$

Для визначення  $\varphi_a$  та  $W_b$  потрібно два рівняння, що передбачає попарний розгляд комбінацій навантаг. В загальному випадку, значення  $[\sigma]$  для двох комбінацій навантаг будуть різними, наприклад, якщо у першому випадку враховується втома, а в другому – наїзд крана на буфер. Тоді замість (3) буде записано два аналогічних рівняння, у яких індекси "1" та "2" вказують на одну комбінацію навантаг з пари:

$$M_{b1} + M_{r1} / \varphi_a \leq [\sigma_1] \cdot W_b, \quad (4)$$

$$M_{b2} + M_{r2} / \varphi_a \leq [\sigma_2] \cdot W_b. \quad (5)$$

Якщо розділити рівняння (4) на рівняння (5), після математичних перетворень отримуємо:

$$\varphi_a = \frac{\frac{[\sigma_1]}{[\sigma_2]} \cdot M_{r2} - M_{r1}}{M_{b1} - \frac{[\sigma_1]}{[\sigma_2]} \cdot M_{b2}}. \quad (6)$$

Оскільки за визначенням  $\varphi_a$  повинно бути додатнім, з (6) та з характеру навантаження крана слідує, що комбінації навантаг треба комбінувати попарно так, щоб виконувались умови:

$$M_{b1} \geq \frac{[\sigma_1]}{[\sigma_2]} \cdot M_{b2}, \quad (7)$$

$$\frac{[\sigma_1]}{[\sigma_2]} \cdot M_{r2} > M_{r1}. \quad (8)$$

Умови (7), (8) можна переписати у вигляді:

$$\frac{M_{b1}}{M_{b2}} \cdot \frac{[\sigma_2]}{[\sigma_1]} \geq 1, \quad (9)$$

$$\frac{M_{r2}}{M_{r1}} \cdot \frac{[\sigma_1]}{[\sigma_2]} \geq 1. \quad (10)$$

Оскільки границею між раціональним застосуванням коробчастої та комбінованої конструкції балки є прирівнювання товщини стінки  $\delta_c$  до мінімальної товщини листа  $\delta_{min}$  [2], виникає додаткове обмеження на величину  $\varphi_a$  з умови, що товщина поясу  $\delta_n$  буде не меншою за  $\delta_c$ :

$$\delta_n \geq \delta_c. \quad (11)$$

З урахуванням залежності [(17), 2], умова (11) після математичних перетворень визначає остаточно обмеження на величину  $\varphi_a$ :

$$0 < \varphi_a \leq \frac{5}{9}, \quad (12)$$

що не протирічить і даним [1]. Перевищення верхньої границі свідчило б, що, в межах даної розрахункової моделі, відповідні горизонтальні навантаги на краєн треба зменшити.

Коефіцієнт  $\varphi_a$ , який, з іншого боку, залежить від геометричних параметрів перерізу, включаючи стандартизовані товщини листів  $\delta_n$  та  $\delta_c$ , треба приймати за найближчим більшим дискретним значенням з урахуванням залежності [(10), 3].

Після обчислення величини  $\varphi_a$ , для пари комбінацій навантаг, що розглядається, невідомий момент опору може бути визначений з (4):

$$W_B = \frac{M_{b1} + M_{r1} / \varphi_a}{[\sigma_1]}. \quad (13)$$

Тоді, за аналогією з рівнянням [(18), 2], коефіцієнт  $\varphi_\sigma$  за [3] перетворюється до вигляду:

$$\varphi_\sigma = \sqrt{\frac{M_{b1} + M_{r1} / \varphi_a}{[\sigma_1] \cdot \delta_{min}}}. \quad (14)$$

Цим вдосконалення розрахункових залежностей обмежується. Інші залежності, наведені у статтях [2], [3], [4], [5], можуть бути без змін застосовані для окремих пар комбінацій навантаг.

Наприклад, геометричні характеристики перерізу можуть бути обраховані за [2], [3], на основі залежностей (6), (14) з обмеженнями (9), (10), (12). Зокрема, залежність [(32), 2] для мінімальної площі перерізу може бути записана в компактній формі:

$$F_{min} = k_\phi \cdot \varphi_\sigma \cdot \delta_{min}. \quad (15)$$

Також залишається необхідним обчислювати  $\varphi_a$  та  $\varphi_\sigma$  ітераційно [4], оскільки на більшість навантаг впливає маса балки, яка, в свою чергу,

залежить від геометричних характеристик перерізу, обчислюваних на основі тих самих  $\varphi_a$  та  $\varphi_\sigma$ .

Окремо слід зазначити, що призначення величини  $\delta_{min}$ , від якої, згідно (14), (15), суттєво залежить маса металоконструкції, не має ясного обґрунтування. За [1], ця величина зазвичай становить 5-8 мм. Інші рекомендації, які зустрічав автор, також мають характер рекомендацій конструктивного характеру. Наприклад, за [9] величину  $\delta_{min}$  з технологічних умов приймають не менш ніж 6 мм, а при роботі в умовах підвищеної корозії – не менш ніж 8 мм. Однак зрозуміло, що, наприклад, для головних балок та для кінцевих балок  $\delta_{min}$  може не бути однаковим. Для прояснення питання слід більш докладно розглянути фактори, перелічені раніше у [2].

Для мостових кранів, більшість з яких працює у приміщенні, вплив корозії на величину  $\delta_{min}$  не є принциповим фактором. За умови застосування сучасних антикорозійних заходів ним можна зовсім нехтувати.

Технологічні фактори треба розглянути окремо.

Співвідношення товщин  $\delta_c = \delta_{min}$  та  $\delta_n$  листів, що треба зварювати, обмежується умовами (11), (12) та рівнянням (2). Воно може змінюватись в межах від одного до нескінченності (якщо горизонтальні навантаги відсутні зовсім, чого на практиці бути не може). Звичайно, це співвідношення буде обмежено технологічними умовами. Але безпосередньо на величину  $\delta_{min}$  таке обмеження не впливає.

Величина  $\delta_{min}$  з точки зору технологічності в першу чергу буде обмежена найменшою товщиною листів, що можуть бути зварені, яка на практиці становить приблизно від 1 мм (при зварюванні навіть напівавтоматом) та вище.

Залишається головний фактор, який для мостових кранів обмежує величину  $\delta_{min}$  – місцева стійкість. Тоді значення  $\delta_{min}$  може бути не фіксованим за [1] з метою отримання простого аналітичного рішення, а також може бути варійованим параметром, якщо буде виконуватись перевіряння роботоспроможності конструкції за умовою місцевої стійкості. При цьому додаткова процедура чисельної оптимізації може бути замінена простим дискретним перебиранням значень  $\delta_{min}$ , що передбачені стандартами та не перевищують рекомендованих у [1] та [9] величин. Наприклад, дискретне перебирання може здійснюватись у інтервалі від 2 мм до 8 мм, але у разі необхідності верхня границя може бути збільшена.

Відповідний алгоритм визначення критеріїв якості проектування мостового крана, пов'язаних з масою елементів, з урахуванням попарного перебору комбінацій навантаг наведений на рис. у вигляді логічної діаграми.

Перебирання елементів крана та їх вузлів у послідовності взаємодії (зокрема, опирання) дає можливість уникнути додаткових ітерацій.

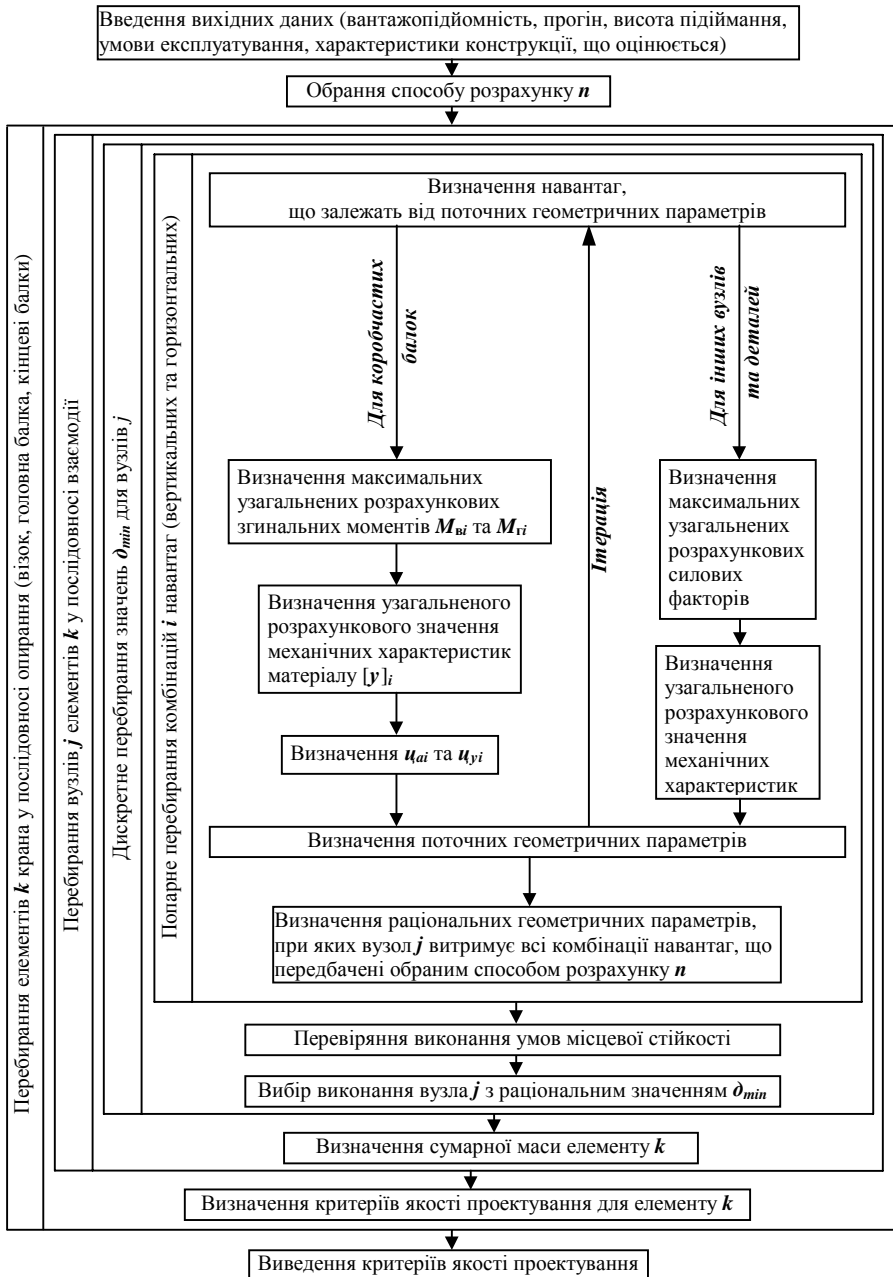


Рис. Логічна діаграма алгоритму визначення критеріїв якості проектування



При дискретному перебиранні значень  $\delta_{min}$  відкидаються всі варіанти, для яких не виконується хоча б одна з умов місцевої стійкості, а серед інших обирається такий, для якого значення  $F_{min}$  за (15) буде найменшим.

Комбінації навантаг доцільно перебирати починаючи з пари, для якої є найбільшими серед інших відповідні значення часткових розрахункових моментів опору  $w_b$  та  $w_r$ :

$$w_b = \frac{M_{b1}}{[\sigma_1]}, \quad (16)$$

$$w_r = \frac{M_{r2}}{[\sigma_2]}. \quad (17)$$

Для коробчастих балок поточні геометричні параметри визначаються з  $\varphi_a$  та  $\varphi_\sigma$  за залежностями [3], для інших вузлів та деталей – за відповідними узагальненими умовами міцності. Кількість ітерацій доцільно обмежувати за відносною зміною навантаг, що залежать від поточних геометричних параметрів.

Таким чином, розроблені розрахункові залежності та алгоритм дають можливість попарного врахування комбінацій навантаг на металоконструкцію мостового крана. У перспективі вони можуть бути використані при створенні системи норм якості проектування мостових кранів.

Список літератури: 1. Справочник по кранам: в 2 т. – Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / Брауде В.И., Гохберг М.М. и др.; Под общ.ред. М.М.Гохберга. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. – 536 с. 2. Рягин С.Л. Теоретическое обоснование нормирования качества проектирования металлоконструкций мостовых кранов // Високі технології в машинобудуванні: Збірник наукових праць НТУ "ХПІ". – Харків, 2002. – Вип.1(5) - С.322-332. 3. Рягин С.Л. Врахування підвищених вимог до жорсткості при нормуванні якості проектування металоконструкцій мостових кранів // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2003. – №16. – С.7-13. 4. Рягин С.Л. Учет характеристик концевых балок при нормировании качества проектирования металлоконструкций мостовых кранов // Високі технології в машинобудуванні: Збірник наукових праць НТУ "ХПІ". - Харків, 2003. - Вип.2(7) - С.77-86. 5. Рягин С.Л. Врахування характеристик металоконструкцій візків при створенні системи норм якості проектування мостових кранів // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2006. – №18. – С.53-61. 6. EN 13001-1:2004 E. Crane safety – General design – Part 1: General principles and requirements. – CEN. – 28 p. 7. prEN 13001-2:1997 D. Kransicherheit – Konstruktion allgemein – Teil 2: Lastein-wirkungen. – CEN. – 61 s. 8. ДСТУ prEN 13001-2:2001. Безпечність вантажопідіймальних кранів. Загальні положення конструювання. Частина 2. Вплив навантаг. – Введ. 01.07.2003. – Київ: Держспоживстандарт України, 2004. – 37 с. 9. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. – Л.: Машиностроение, 1969. – 520 с.

*Надійшла до редколегії 31.01.08*

*Ю.М. КОРОВАЙЧЕНКО*

## **ПОКРАЩЕННЯ СТРУКТУРИ І ВЛАСТИВОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ, ВІДНОВЛЕНИХ НАВАРЮВАННЯМ МЕТАЛЕВОЇ СТРІЧКИ ТЕРМОЦИКЛІЧНОЮ ОБРОБКОЮ**

У статті розглядаються параметри процесу покращення структури і властивостей деталей, відновлених наварюванням металевої стрічки термоциклічною обробкою. Встановлено, що перебудова мікроструктури окремих зон відновленої деталі в процесі термоциклічної обробки починається в різних стартових умовах і здійснюється з різними темпами, але у сукупності з дифузійними процесами, змінами щільності дислокацій та іншими процесами перебудови кристалічної решітки, приходять до одного результату.

Як відомо [1] відновлення поверхонь деталей високотемпературними методами, зокрема наварюванням металевої стрічки призводить до утворення в зоні контакту основного металу і металу стрічки структур, які не забезпечують необхідних показників механічних і експлуатаційних властивостей. Одним з способів усунення цих недоліків є термоциклічна обробка (ТЦО) [2].

Головний ефект ТЦО досягається в процесі аустенізації при багаторазовому нагріванні металу до температури вище точки  $A_{C1}$ , протіканні процесів дифузії точкових дефектів, перерозподілу дислокацій, формування малокутових границь, що приводить до формування дрібнозернистої однорідної структури металу всіх зон термічного впливу сформованих при реалізації основного процесу відновлення.

Перебудова мікроструктури окремих зон відновленої деталі в процесі ТЦО для окремих зон з'єднання починається в різних стартових умовах і відбувається з різною інтенсивністю. Суттєвою є та обставина, що утворення метастабільного аустеніту при нагріванні з'єднання у міжкритичному інтервалі температур відбувається у межах кожного циклу спочатку на більш великих зернах фериту зони перегрівання, потім на великих дендритах зони сплавлення наплавленого металу і в останню чергу – на більш дрібних зернах інших зон.

Утворення дрібнозернистої структури в процесі ТЦО фіксується охолодженням при температурі нижче кінця фазових перетворень, а наступні нагрівання подрібнюють великі зерна, що залишилися, утворюючи в кінці процесу рівномірну дрібнозернисту структуру по всьому об'єму відновленої деталі.

З урахуванням швидкості нагрівання і хімічного складу металу, значень точок  $A_{C1}$  і  $A_{C3}$  для нього, початкового стану мікроструктури, базові режими ТЦО для окремих сталей мають такі значення (табл.1)

Таблиця 1 – Базові режими ТЦО відновлених деталей

Марка сталі	$T_{\text{нагр}}, ^\circ\text{C}$	Швидкість нагрівання, $^\circ\text{C}/\text{хв}$	$T_{\text{охол.}}, ^\circ\text{C}$	Швидкість охолодження, $^\circ\text{C}/\text{хв}$	Кількість термоциклів
Нп40	810	250	550	100 – 200	7
Нп65Г	835	250	550	100 – 200	7
40Х	820	250	600	100 – 200	9
40ХН	820	500	500	100 - 200	11

де  $t_n$  - час першого циклу нагрівання, по закінченню якого на поверхні деталі досягається температура, оптимальна для ТЦО даного металу;  $\sum \tau$  - час нагрівання деталі на проміжних термоциклах з температури охолодження до заданої температури;  $n$  – кількість термоциклів

Повний час, що витрачається на термообробку визначається як

$$\tau_n = \tau_n + \sum_{i=1}^{n-1} \tau_{i0} + \tau_0,$$

де  $\sum \tau_{i0}$  - час, який витрачається на охолодження деталі на проміжних термоциклах з заданої температури до температури охолодження;  $\tau_0$  – час, що витрачається на охолодження деталі на останньому термоциклі.

Для умов ТЦО з урахуванням розміру шару металу, у якому відбуваються структурні перетворення

$$R - h_{\text{зТВ}} < r < R + h_{\text{МВ}}$$

де  $R$  – радіус циліндричної деталі до відновлення;  $h_{\text{зТВ}}$  – розмір зони термічного впливу;  $h_{\text{МВ}}$  – товщина металу відновлення.

Початкові умови при проведенні ТЦО відновлених деталей різні в залежності від номера циклу. Для першого циклу початкова температура дорівнює температурі середовища  $T_0 = 290^\circ\text{C}$ , для всіх інших циклів – кінцевій температурі охолодження попереднього циклу, тобто  $T_0 = T_{\text{ок}} = A_{\text{r1}} + (20 - 300^\circ\text{C})$ .

Необхідна товщина навареної стрічки що забезпечує заплановану довговічність деталі, яка визначається терміном її експлуатації можна виразити як

$$\delta_c \geq \forall \delta_i \in \{P_i\} \leq \forall h_i \in \{h_r, h_x, h_n \dots h_j\},$$

де  $\delta_c$  - необхідна товщина відновленого шару без врахування припуску на механічну обробку;  $\delta_i$  – товщина шару, яка визначена по критичному стану руйнівного фактору  $P_i$ ;  $h_j$  – критично допустима товщина шару по обмеженню  $j$  – того фактору;  $h_m$  – обмеження по товщині з причини погіршення теплофізичних характеристик;  $h_n$  – обмеження по технологічних факторах;  $h_x$  - обмеження по товщині, що викликані необхідністю отримання заданого складу металу на поверхні.

Використовуючи данні [3] при  $x=0$ , де  $x$  – поточна координата, яка відраховується від поверхні металу відновлення, для термоциклювання

$$T_n(t) = T_2 + \frac{(T_1 - T_2)\kappa_1}{(1 + \kappa_1)(1 + \kappa_2)} \sum_n (-\kappa)^{n-1} \left[ (1 + \kappa_2) \operatorname{erfc} \frac{\delta(n-1)}{\sqrt{a_2 t}} - (1 - \kappa_2) \operatorname{erfc} \frac{\delta n}{\sqrt{a_2 t}} \right].$$

де  $\delta$  - товщина шару;  $a$  – коефіцієнт теплопровідності.

Для  $t=0$  початкова температура на поверхні металу відновлення при термоциклуванні

$$T_{\text{почат.}} = \frac{T_1 \sqrt{\rho_1 c_1 \lambda_1} + T_2 \sqrt{\rho_2 c_2 \lambda_2}}{\sqrt{\rho_1 c_1 \lambda_1} + \sqrt{\rho_2 c_2 \lambda_2}}.$$

де  $\rho$  - щільність;  $c$ - теплоємність;  $\lambda$ - коефіцієнт теплопровідності.

Температура поверхні відновленої деталі в умовах загального нагрівання при термоциклуванні визначається теплофізичним властивостями основного металу і практично не залежить від властивостей металу стрічки.

При нагріванні в процесі ТЦО на поверхні відновленої деталі встановлюється початкова температура  $T_{\text{почат.}}$ , яка залежить від властивостей металу відновлення. За деяким часом  $T_{\text{почат.}}$  змінюється: зменшується, якщо теплопровідність металу відновлення нижча, ніж у основного і підвищується, якщо метал відновлення має більшу теплопровідність ніж основний.

Враховуючи, що між металом відновлення і основним металом існує ідеальний тепловий контакт, на робочій поверхні складеного з двох частин тіла температура міняється за гармонічним законом.

Якщо початок системи координат знаходиться у зоні з'єднання, то система диференціальних рівнянь і граничних умов має вигляд [3]

$$\begin{cases} \frac{\partial T_1(x,t)}{\partial t} = a_1 \frac{\partial^2 T_1(x,t)}{\partial x^2} \\ \frac{\partial T_2(x,t)}{\partial t} = a_2 \frac{\partial^2 T_2(x,t)}{\partial x^2} \end{cases}$$

$$T_1(-\delta, t) = T e^{i\omega t}, \quad T_1(0, t) = T_2(0, t)$$

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \frac{\partial T_1(0, t)}{\partial x} = \frac{\partial T_2(0, t)}{\partial x},$$

де  $T$  – амплітуда температурних коливань;  $\omega$  – частота коливань.

У кінцевому вигляді описання температурного поля у металі відновлення і основному металі мають вигляд

$$T_1(x, t) = T \frac{(1 - \kappa) e^{(1+i)\sqrt{\frac{\omega}{2a_1}}x} - (1 + \kappa) e^{-(1+i)\sqrt{\frac{\omega}{2a_1}}x}}{(1 - \kappa) e^{-(1+i)\sqrt{\frac{\omega}{2a_1}}\delta} - (1 + \kappa) e^{(1+i)\sqrt{\frac{\omega}{2a_1}}\delta}} e^{i\omega t},$$

$$T_2(x, t) = \frac{2\kappa T e^{-\left(1+i\sqrt{\frac{\omega}{2a^2}}x\right)} e^{i\omega t}}{(1-\kappa) \left[ (1-\kappa) e^{-(1+i)\sqrt{\frac{\omega}{2a^1}}\delta} - (1+\kappa) e^{(1+i)\sqrt{\frac{\omega}{2a^1}}\delta} \right]}$$

де  $\kappa = \sqrt{\frac{\rho_1 c_1 \lambda_1}{\rho_2 c_2 \lambda_2}}$  - відношення коефіцієнтів теплоаккумуляції.

У процесі виконання перших термоциклів структурна неоднорідність зон зберігається, хоча й на значно нижчому рівні, що пояснюється складністю протікання дифузійних процесів між зонами, різною інтенсивністю структурної перебудови початкового стану і градієнтом температур нагрівання та охолодження по перерізу деталі за часом.

Однак при подальшому термоциклованні відставання темпів структурної перебудови більш нестійких структур до стабільних скорочується і вирівнюється. Тому у випадку наварювання металевої стрічки при виконанні 11 термоциклів ТЦО утворюється однорідна дрібнозерниста структура із залишковою неоднорідністю по вмісту хімічних елементів.

Мікроструктура в цьому випадку складається з доєвтектоїдного фериту, який утворюється на границях аустенітних зерен, троостіту та продуктів проміжного перетворення (бейніту), при цьому ділянки троостіту більші у порівнянні з перлітом та феритом. По мірі віддалення від металу наплавлення кількість міжпластинчастих складових у перліті стає меншою, а можливість утворення бейніту - мінімальною.

Отримані результати підтверджуються вимірюванням твердості по перерізу відновленої деталі, при цьому твердість структурних складових знаходиться у межах: фериту 180 – 220HV; троостіту – 25- 270HV; бейніту – 300 - 350HV.

Після ТЦО твердість окремих зон нівелюється по відношенню до деякої середньої величини, що в більшості випадків задовольняє експлуатаційним вимогам, які пред'являються до деталі. Якщо отримана твердість недостатня, то після ТЦО необхідно виконати нормалізацію, загартування з відпуском тощо.

Важливим показником структурної перебудови окремих зон термічного впливу в процесі ТЦО є перерозподіл хімічних елементів між зонами та всередині них.

ТЦО призводить до суттєвого зменшення зернистості різних зон, що докорінно змінює положення первинних та вторинних границь зерен у навареному металі та прилягаючих зонах, змушуючи найважливіші хімічні елементи, в основному розташовані на границях зерен, мігрувати у енергетично найбільш сприятливі зони, зі збідненим хімічним складом.

Безумовно, що в результаті формування субструктури підвищується коефіцієнт дифузії, а пластична деформація в мікрооб'ємах, що виникає в

процесі ТЦО, підвищує дифузійну проникливість решітки. У відповідності зі структурною перебудовою змінюються і показники мікротвердості.

Найбільші значення відповідають мікротвердості зони термічного впливу, у якій утворюються структури загартування. Показники мікротвердості не мають вузьких піків і плавно змінюються в межах 2–3 мм від найбільшого значення. ТЦО, знижуючи загальні значення мікротвердості на 15 – 20% від її значень після відновлення, забезпечує практичне нівелювання показників по перерізу з'єднання.

При проведенні ТЦО деталей, відновлених наварюванням металевої стрічки встановлено, що для суттєвого зменшення розміру зерен достатньо 3 – 5 циклів, крім того найкращий результат спостерігається при підвищенні температури нагрівання з 800°C до 840°C. При проведенні 5 циклів ТЦО по схемі 800 – 620°C відбувається дифузія вуглецю з матеріалу з більшим його вмістом у матеріал із меншою концентрацією та утворення об'єднаних зерен у зоні контакту стрічки з поверхнею деталі, границя якого залишається навіть при наступному термоциклованні. По границях з'єднання, з боку основного металу утворюється дрібнозерниста перлітна структура з розміром зерна 16–20 мкм (8 балів); у прилеглий до границі з'єднання зоні металевої стрічки зерно збільшується і досягає 23 – 40 мкм (6 – 7 балів, рис.1).

При ТЦО по схемі нагрівання-охолодження в діапазоні 840 – 630°C у з'єднанні сталь 40X+08кп позитивні зміни спостерігаються вже при проведенні перших трьох циклів, коли в основному відбуваються руйнування межі з'єднання з утворенням досить рівномірної дрібнозернистої структури вздовж усього перерізу деталі. У колограничній зоні утворюється структура сорбіту, яка поширюється як у зону основного металу, так і в зону металевої стрічки, а розмір зерна при цьому дорівнює 11 – 15 мкм (11 – 12 балів). У перерізі металевої стрічки спостерігається плавна заміна сорбітної структури на ферито-перлітну, ступінь дисперсності якої змінюється з наближенням до лінії роз'єму через хімічну неоднорідність у зоні сплавлення в процесі відновлення.

Зі збільшенням вмісту вуглецю в металі металевої стрічки процес повного перетворення аустеніту у дрібнозернистий ферит ускладнюється і потребує більшої кількості термоциклів (7 – 9). При цьому мікроструктура металу відновлення має дрібнозернистий характер і складається з перліту з феритною оторочкою з розміром зерна 13 – 17 мкм (9 балів). Зі збільшенням кількості термоциклів зберігається дрібнозерниста будова, набуваючи вигляду голкової сорбітної структури із зерном 11 – 12 балів.

При термоциклічній обробці з'єднань, утворених на основі сталей, легованих хромом та марганцем (сталь 45+30ХГСА), спостерігається також помітне подрібнення структури зі зростанням кількості термоциклів з 8 – 9 балів при трьох циклах до 10 – 11 при 7 циклах. Структура навареної стрічки складається із сорбіту відпуску, який плавно переходить у трооститно-бейнітну структуру з мартенситною сіткою, яка утворюється при наварюванні і залишається в процесі проведення ТЦО (рис.2).

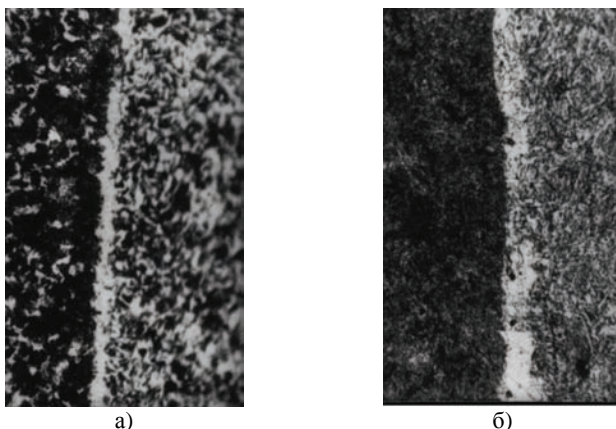


Рис.1. Мікроструктура металу зони контакту деталі зі сталі 40Х, та металевої стрічки зі сталі 08кп: а) – у початковому стані; б) – після ТЦО (x500)

Проте на відміну від низьковуглецевих сталей границя між матеріалом основи та стрічкою розмивається, що свідчить про вирівнювання складу вуглецю та легуючих елементів у результаті ТЦО.

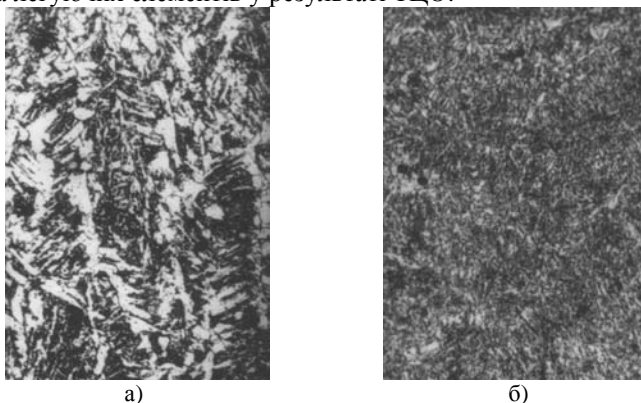


Рис.2. Мікроструктура металевої стрічки з сталі 30ХГСА після відновлення (а) і після ТЦО (б) (x500)

Швидкісне нагрівання з примусовим або природним охолодженням у межах кожного циклу в умовах неглибокого прогрівання дозволяє зберегти глибинні структури деталі, які були отримані на стадії виготовлення у первинному стані, отримуючи основний ефект ТЦО у поверхневому шарі і перехідній зоні деталі.

У процесі ТЦО металевого з'єднання зі сталі 20 + сплав Н36 протягом 7 циклів з швидкістю нагрівання  $700^{\circ}\text{C}/\text{с}$  вже після першого циклу в структурі з'єднання міститься аустеніт і мартенсит. Зі збільшенням кількості термоциклів великозерниста структура поступово подрібнюється і вже після 3-х циклів ТЦО діаметр зерна становить 8 – 11 мкм (10 – 11 балів). При

цьому спостерігається деяке підвищення мікротвердості з 2820 до 2920 МПа в зоні металевої стрічки. Але збільшення кількості термоциклів до 5 не дає позитивних результатів: зерно починає збільшуватись, а мікротвердість – зменшуватись.

Наварювання металевої стрічки є процесом локальним без утворення значних спотворень структур. Про це свідчать результати вимірювання термо-е.р.с. по перерізу відновленої деталі. Характерним є зміна значень  $H_{\mu}$  у районі 0,5 – 0,75 мм від поверхні, що свідчить про утворення у цій зоні структурних прошарків з наявністю структур загартування і структур відпуску, як результат термічного впливу основного процесу (рис.3).

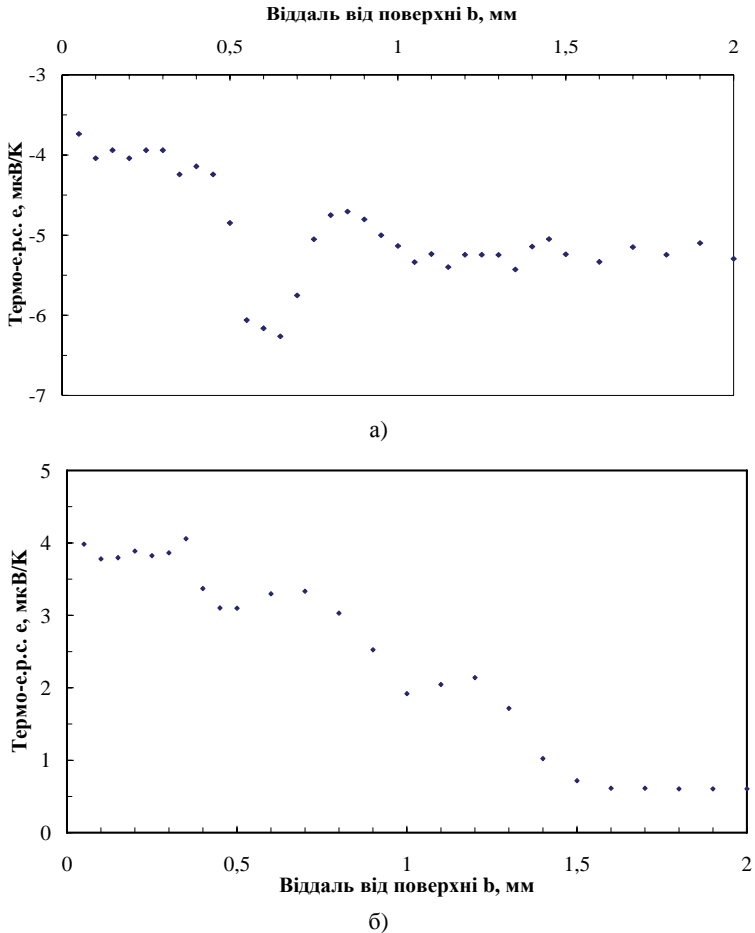


Рис.3.Змінення значень термо-е.р.с. по перерізу металу деталі, відновленої наварюванням металевої стрічки (сталь 40+65Г, 1 – відстань від поверхні ):а – у початковому стані, б – після ТЦО



Найбільші значення термо – е.р.с. у початковому стані припадають на вузькі ділянки наплавленого металу, прилегли до основного де утворюються структури з високою твердістю за рахунок концентрації вуглецю, який мігрує у відповідності з рухом теплового потоку.

При цьому картина розподілу термо-е.р.с. після ТЦО при аналогічному зменшенні абсолютних значень має більш складний характер ніж при вимірюванні Нц, що свідчить про більш низький рівень гомогенізації структури.

Між тим максимальний перепад значень термо-е.р.с. не перевищує 15 – 20% по всьому перерізу, що є свідченням загальної нормалізації структури і створення умов для забезпечення рівномірності показників властивостей деталі.

Утворення однорідної мікроструктури різних зон відновленої деталі значною мірою визначається дифузійними процесами при ТЦО, про що свідчать зміни характеру розподілу хімічних елементів по перерізу відновленої деталі(рис.4).

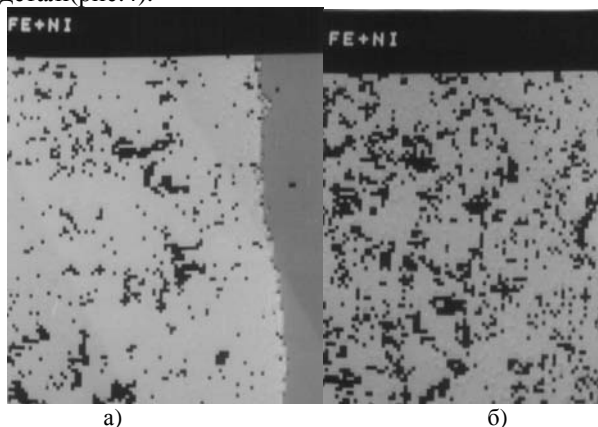


Рис.4.Розподіл хімічних елементів по перерізу деталі зі сталі 20, відновленої наварюванням металевої стрічки зі сталі Н36 у початковому стані (а) і після ТЦО (б) (Ni, Camscan, x1500)

Зміни показників механічних властивостей окремих деталей, відновлених наварюванням металевої стрічки і підданих ТЦО наведені у таблиці 2

Таблиця 2 – Вплив ТЦО на механічні властивості деталей, відновлених наварюванням металевої стрічки

Метал	Стан	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	$\delta$ , %	$\psi$ , %	$\sigma_{згин.}$ , МПа	КСУ, Дж/см <sup>2</sup>
40+30ХГ СА	Початковий	546	322	17,2	36,4	1147	52
	ТЦО	590	405	24,5	46,7	1337	84
40Х+65Г	Початковий	645	502	15,8	43,3	1246	55
	ТЦО	727	602	18,9	56,3	1420	89

Висновки. Встановлено, що перебудова мікроструктури окремих зон відновленої деталі в процесі термоциклічної обробки починається в різних стартових умовах і здійснюється з різними темпами, але у сукупності з дифузійними процесами, змінами щільності дислокацій та іншими процесами перебудови кристалічної решітки, приходиться до одного результату. При цьому термоциклічна обробка призводить до суттєвого змін зернистості різних зон, що докорінно змінює положення первинних та вторинних кордонів зерен у наплавленому металі й прилягаючих ділянках, змушуючи найважливіші хімічні елементи, в основному розташовані на кордонах, мігрувати у енергетично найбільш сприятливі зони, які збідненні за хімічним складом. Як результат структурної перебудови після ТЦО відбувається покращення механічних властивостей відновленої деталі.

Список літератури: 1.Черновол М.И. и др. Повышение качества восстановления деталей машин. - К.:Техніка, 1989.-169с. 2.Коровайченко Ю.М. Підвищення якості наплавки та зварних з'єднань термоциклічною обробкою: Монографія. –К.: МАУП, 1999. – 240 с. 3.Павлюк С.К. Теоретические основы упрочнения деталей, периодически контактирующих с расплавами металлов, нанесением защитных слоев и покрытий. Дисерт. докт.техн.наук. Могилев, 1990. – 244 с.

*Поступила в редколлегию 21.04.2008*

**УДК 658.52.011**

*О.Ф. ЄНІКЄЄВ, Ф.М. ЄВСЮКОВА, Л.О. ШИШЕНКО*

### **АНАЛІЗ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ АЛМАЗНОГО ШЛІФУВАННЯ У СЕРЕДОВИЩІ *MATLAB***

На базе методов теории автоматического управления построена и исследована двухкоординатная модель технологического процесса алмазного шлифования.

На базі методів теорії автоматичного керування побудована й досліджена двокоординатна модель технологічного процесу алмазного шліфування.

**Вступ.** Розробка й впровадження засобів автоматизації технологічних процесів алмазного шліфування твердих сплавів підвищує їхню ефективність. Побудова технічних засобів управління шліфувальними станками базується на розробці та дослідженні детермінованих моделей технологічних процесів. Особливості управління шліфувальними верстатами визначаються на підставі аналізу моделей та враховуються при розробці алгоритмів роботи системи автоматизації.

**Розробка математичної моделі.** Узагальнена математична модель технологічних процесів алмазного шліфування в даній роботі побудована на прикладі верстата моделі ЗВ624. Конструктивні особливості цього верстата дозволили використовувати як регулюючі впливи поперечну  $S_{\text{поз}}$  та

подовжню  $S_{np}$  подачі алмазного інструмента. За вихідну величину детермінованої математичної моделі прийнята сила різання  $F$  матеріалу заготівлі. Математична модель побудована для кожної незалежної координати управління шліфувальним верстатом. За вихідну величину математичної моделі управління верстатом по координаті  $S_{non}$  прийнята радіальна складова сили різання  $F_y$  матеріалу заготівлі. З урахуванням динаміки процесу різання матеріалу заготівлі, пружних деформацій кінематичної системи верстата і лінійного зносу алмазного інструмента в роботі [1] отримана така передатна функція

$$H_1(p) = \frac{K_{pez,y}(1 - e^{-pt_1})}{1 + K_{pez,y}(1 - e^{-pt_1}) \left[ pK_y \left( \frac{p^2}{\Omega_m^2} + \frac{2\beta_m p}{\Omega_m} + 1 \right) + \frac{K_{ук}}{p\tau_{sp}} (1 - e^{-p\tau_{sp}}) \right]}. \quad (1)$$

При управлінні верстатом по координаті  $S_{np}$  вихідною величиною математичної моделі є тангенціальна складова сили різання  $F_x$  матеріалу заготівлі. Процес шліфування заготівлі по цій координаті управління верстатом виконується без зносу круга  $K_{ук} = 0$ . З урахуванням динаміки процесу різання матеріалу заготівлі і пружних деформацій кінематичної системи верстата в роботі [1] отримана така передатна функція

$$H_2(p) = \left( K_{pez,x}(1 - e^{-pt_1}) \right) / \left( 1 + \frac{K_x K_{pez,x}}{p}(1 - e^{-pt_1}) \right). \quad (2)$$

У середовищі *Matlab* виконано аналіз отриманих передатних функцій і встановлено, що вони стійкі. Вхідний вплив моделі по незалежних координатах представлено таким сигналом

$$S_{non}(t) = \begin{cases} 0 & n\pi - \pi < \Omega t < -\pi + \alpha, -\alpha < \Omega t < \alpha, \pi - \alpha < \Omega t < \pi, \\ S_{non} n\pi & \alpha < \Omega t < \pi - \alpha, \\ -S_{non} n\pi & -\pi + \alpha < \Omega t < -\alpha, \alpha > 0, 0 < \alpha < 0.5\pi. \end{cases} \quad (3)$$

Розкладання сигналу (3) у ряд Фур'є має такий вигляд

$$S_{non}(\Omega) = \frac{4S_{non}}{\pi} \left[ \cos \frac{\Omega}{2}(t_1 - t_2) \sin \Omega t + \frac{1}{3} \cos \frac{3\Omega}{2}(t_1 - t_2) \sin 3\Omega t + \right. \\ \left. + \frac{1}{5} \cos \frac{5\Omega}{2}(t_1 - t_2) \sin 5\Omega t + \dots \right]. \quad (4)$$

Процедура підсумовування побудованих математичних моделей виконана з урахуванням ортогональності координат управління шліфувальним верстатом. У силу лінійності перетворення Лапласа та з урахуванням теореми додавання отримано таке операторне рівняння, яке легко реалізується стандартними засобами пакета *Matlab*

$$F(p) = \sqrt{H_1^2(p)S_{non}^2(p) + H_2^2(p)S_{np}^2(p)}. \quad (5)$$

Сила різання матеріалу заготівлі створює на валу шліфувального круга

возмущающий момент, який є джерелом крутильних коливань. Вал із установленим на ньому шліфувальним кругом у роботі представлено механічною системою з одним ступенем волі. Рух мас подібної детермінованої системи описуються таким диференціальним рівнянням

$$J_{kp} \varphi''(t) + \beta_1 \varphi'(t) + \gamma_1 \varphi(t) = M_e(t) \quad (6)$$

Після виконання процедури нормалізації та перетворень отримана передатна функція, яка пов'язує девіації швидкості обертання шліфувального круга зі силою різання матеріалу заготовки

$$H_3(p) = (R_{kp} t_1 p) / \left( \frac{J_{kp} t_1}{\gamma_1} p^2 + \frac{\beta_1 t_1}{\gamma_1} p + 1 \right). \quad (7)$$

По виразах (1), (2) та (5), а також з урахуванням рівнянь (6) і (7), складена структурна схема детермінованої математичної моделі технологічних процесів алмазного шліфування (див. рис. 1). Її аналіз у середовищі *Matlab* показав, що вона стійка. Вихідною величиною математичної моделі технологічних процесів алмазного шліфування є девіації швидкості обертання алмазного інструменту. У результаті імітаційного моделювання в середовищі *Matlab* отримано графік вихідної величини (рис. 2).

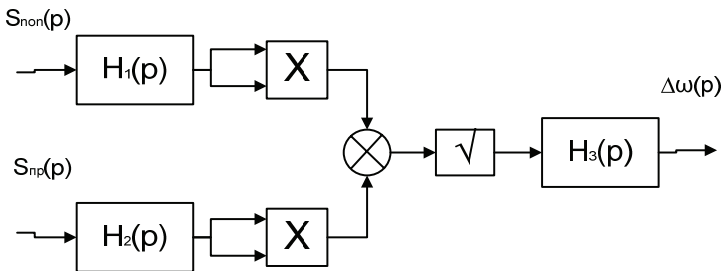


Рис. 1 – Структурна схема детермінованої моделі технологічних процесів алмазного шліфування

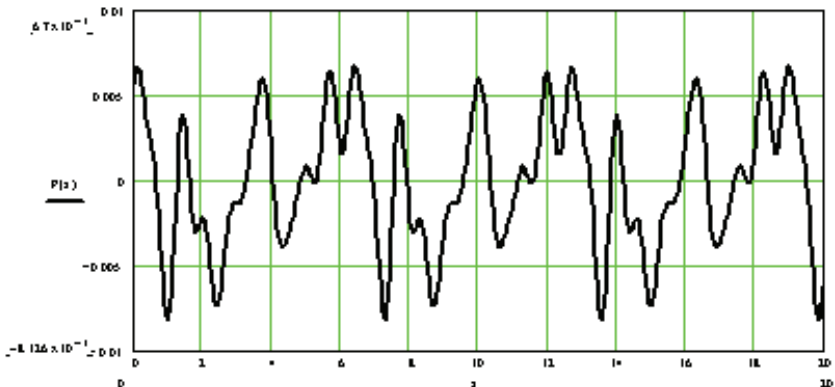


Рис. 2 – Графік девіацій швидкості обертання круга

**Синтез регулятора.** Адаптивне управління верстатом організовано на базі цифрових регуляторів з еталонною моделлю технологічних процесів алмазного шліфування (рис. 3). У цій системі настроювання параметрів цифрових регуляторів виконується на основі координатної помилки, що являє собою різниця вихідних сигналів основного контуру й еталонної моделі.

На основі мінімізації квадратичного критерію оптимальності з використанням z-перетворень синтезовано цифрові регулятори. Закон оптимального управління регулятора отримано у наступному вигляді [2]

$$U_t = \frac{1}{b_0} \left[ R_1 (Z^{-1}) y_{m,t+d+1} - F (Z^{-1}) y_t - G^* (Z^{-1}) U_t \right]. \quad (8)$$

Після математичних перетворень маємо таку векторну форму представлення виразу (8)

$$U_t = \frac{1}{b_0} \left[ R_1 (Z^{-1}) y_{m,t+d+1} - \bar{\Theta}_0^T \bar{X}_{0,t} \right], \quad (9)$$

де вектор параметрів цифрового регулятора

$$\bar{\Theta}_0 = \left[ \bar{g}_1, \bar{g}_2, \dots, \bar{g}_{r+d}, f_0, f_1, \dots, f_f \right]^T \quad (10)$$

та вектор змінюваних координат

$$\bar{X}_{0,t} = \left[ U_{t+1}, U_{t+2}, \dots, U_{t+r+d}, y_t, y_{t+1}, \dots, y_{t-f} \right]^T. \quad (11)$$

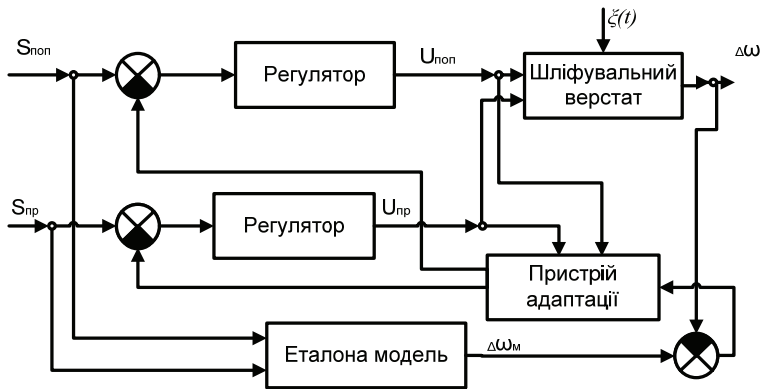


Рис. 3 – Структурна схема адаптивної системи

Оскільки параметри об'єкта автоматизації змінюються в часі, то для ідентифікації вектора параметрів цифрового регулятора в реальному часі використано наступний рекурентний алгоритм [3]

$$\hat{\Theta}_t = \hat{\Theta}_{t-1} + \bar{P}_{t-d-1} \bar{X}_{t-d-1} v_t. \quad (12)$$

де  $\bar{P}$  - матриця посилення адаптивної ідентифікації, яка лагодиться наступним чином

$$\left[\bar{P}_{t-d}\right]^{-1} = \lambda_{1,t} \left[\bar{P}_{t-d-1}\right]^{-1} + \lambda_{1,t} \bar{X}_{t-d-1} \bar{X}_{t-d-1}^T. \quad (13)$$

Динамічне поводження шліфувального верстата при впливі випадкових збурювань на систему управління ним описано таким кінцево-різницеvim рівнянням

$$\sum_{i=0}^m a_i y_{t-i} = \sum_{i=0}^{m-1} b_i U_{t-i-d} + \sum_{i=0}^m c_i \zeta_{t-i} + \eta. \quad (14)$$

Синтез оптимальної структури цифрового регулятора виконано відповідно до умови забезпечення мінімуму квадратичного критерію якості. У результаті перетворень закон оптимального управління цифрового регулятора одномірною об'єкта з запізнюванням отримано у вигляді [4]

$$C(Z^{-1})\Psi_{t+d,t}^* = F(Z^{-1})y_t + D(Z^{-1})U_t + H(Z^{-1})G_t + \delta = 0. \quad (15)$$

Алгоритм роботи цифрового регулятора незалежної координати управління верстату в кожен період квантування є послідовністю таких операцій: прогнозування вихідної координати еталонної математичної моделі на  $(d+1)$  тактів квантування вперед; фільтрація вихідного сигналу еталонної математичної моделі за допомогою цифрового фільтра, який має передатну функцію  $R_1(Z^{-1})$ ; обчислення керуючого впливу відповідно до закону оптимального керування (15); виміру вихідного сигналу верстату в моменти часу  $T = nT_0$ ; цифрова фільтрація цього сигналу; зрушення в часі убик відставання на  $(d+1)$  тактів квантування вихідного сигналу фільтра, тобто визначення  $y_{m,t} R_1(Z^{-1}) = Z^{-(d+1)} y_{m,t+d+1} R_1(Z^{-1})$ ; обчислення відфільтрованої помилки неузгодженості між вихідним сигналом верстату й еталонною моделлю; оцінка параметрів регулятора на основі рекурентного алгоритму адаптивної ідентифікації, вирази (9) – (13); корекція параметрів регулятора і перехід для реалізації алгоритму в наступному такті квантування.

**Висновки.** Запропоновані оптимальні цифрові регулятори знайшли застосування в складі системи покоординатного управління шліфувальними верстатами. Наявність цих регуляторів дозволило системі підвищити продуктивність технологічного процесу алмазного шліфування з одночасною стабілізацією показника мікронерівностей оброблених поверхонь деталей.

Список літератури: 1. Анализ обобщенной модели технологического процесса прецизионного алмазного шлифования / Евсюкова Ф.М., Еникеев А.Ф., Зыков И.С., Шищенко Л.А.// В сборнике «Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве». – Харьков: 2001. – С. 231 – 236. 2. Еникеев А.Ф. Оптимальное управление технологическим процессом алмазного шлифования. – Краматорск: ДГМА, 2001. – 160 с. 3. Романенко В.Д., Игнатенко Б.В. Адаптивное управление технологическими процессами на базе микроЭВМ: Учеб. Пособие. – К.: Вища шк., 1990. – 334 с. 4. Гостев В.И. Системы управления с цифровыми регуляторами. – К.: Техніка, 1990. – 280 с.

*Надійшла до редколегії 21.04.08*

## СОДЕРЖАНИЕ

И.В.РУЖЕНЦЕВ, А.П.ПОТЫЛЬЧАК, Е.И.ЖОЛТКЕВИЧ Использование устройства активных потерь для расширения диапазона технических характеристик при измерении параметров вибрации	3
М.И. ГАСАНОВ, В.В. НЕЖЕБОВСКИЙ, А.В. ЧЕРНЕНКО Определение условий повышения эффективности процесса шлифования	8
О.И.СЕРХОВЕЦ, С.Н.КАТРЕНКО Исследование крутильных колебаний в приводах универсальных круглошлифовальных станков с чпу	13
К. А. ДАНЬКО Анализ существующих методов нанесения функциональных покрытий и разработка компоновочной схемы двухкамерного генератора высокоскоростного высокотемпературного двухфазного потока	19
В.Е. КАРПУСЬ, В.А. ИВАНОВ Современные требования к технологической оснастке станков с чпу	23
С.А. СЛАДКИХ, В.Н. ТКАЧЕНКО Применение волновых механических передач в приводах систем управления	36
В.І. ПРОСВІРНІН, Ю.О. БОГАТИРЬОВ До розрахунку магнітного поля пристроїв виявлення феромагнітних тіл індукційного типу	39
А.М. ОНИЩЕНКО, Ю.М. ГАЛЬЦЕВ Дослідження динамічних процесів гідроприводу механізму пресування литтєвої машини	43
СЕДАЧ В.В., МОРОККО И.И. Гидравлический расчёт проточного тракта медицинского шприца	51
В.І. ПРОСВІРНІН., В.Б. ГУЛЕВСЬКИЙ, Б. В. САВЧЕНКОВ Вплив чистоти мастильно - охолоджувальних рідин на якість поверхні деталей при ремонті транспортної техніки	57
О.Б. КОСТЫГОВА, С.С. ДОБРОТВОРСКИЙ, Л.Г.ДОБРОВОЛЬСКАЯ Повышение эффективности изготовления корпусных деталей путём использования интегрированного цикла «проектирование-изготовление»	61
Г.Л. ХАВИН Моделирование абразивного износа инструмента при точении армированных композиционных материалов	66
Г.А. КРУТИКОВ, М.Г. ПОНОМАРЕНКО Аналіз статичної точності пневматичного редуційного клапана	76
Ю.А. СИЗЫЙ, Д.В. СТАЛИНСКИЙ, А.Ю. ПИРОГОВ, О.Н. БУТКО Исследование и разработка конструкции самоосциллирующего круга с прерывистой режущей поверхностью	85
С.Л.РЯГІН Врахування комбінацій розрахункових навантаж при створенні системи норм якості проектування мостових кранів	91
Ю.М. КОРОВАЙЧЕНКО Покращення структури і властивостей деталей, відновлених наварюванням металевої стрічки термоциклічною обробкою	98
О.Ф. СНИКЄЄВ, Ф.М. ЄВСЮКОВА, Л.О. ШИШЕНКО Аналіз моделі процесу алмазного шліфування у середовищі matlab	106

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ "ХПІ"**

*Збірник наукових праць*

*Тематичний випуск*

*Технології в машинобудуванні*

*Випуск №22*

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. №127-08

Підп.до друку 14.07.2008 р. Формат 60x84 1/16. Папір Copy Paper.

Друк-ризографія. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 9,94.

Облік.вид. арк. 10,14. Наклад 300 прим. 1-й завод 1-100. Зам. №25

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

---