

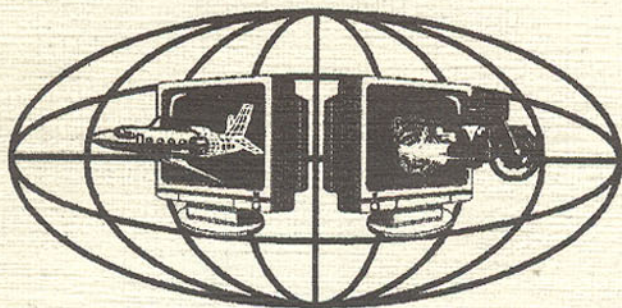


**ДОНЕЦКИЙ  
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ**

# **ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**Международный  
сборник научных трудов**

**ВЫПУСК 15**



**ДОНЕЦК - 2001**

**ДОНЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ**

**ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И  
СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**Международный  
сборник научных трудов**

**Выпуск 15**

**ДОНЕЦК - 2001**

Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГУ, 2001. Вып. 15. – 298 с.

ISBN 966-7559-40-8

У міжнародному збірнику наукових праць представлені деякі питання теорії та практики обробки виробів прогресивними методами, наведені досягнення та шляхи розвитку технологічного обладнання, оснащення та металорізального інструменту. Розглянуті окремі аспекти автоматизації виробничих процесів і надійності технологічного обладнання. Описані сучасні проблеми матеріалознавства у машинобудуванні.

В цьому збірнику публікуються вчені та провідні фахівці з України, країн ближнього та дальнього зарубіжжя. Призначений для науково-технічних працівників, ІТП та спеціалістів в галузі машинобудування. Присвячується 80-ти річному ювілею заснування Донецького державного технічного університету.

#### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Публикуется по решению Ученого Совета Донецкого государственного технического университета (протокол № 1 от 23.02.2001 г.).

#### Адрес редакционной коллегии:

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

ISBN 966-7559-40-8

© Донецкий государственный  
технический университет, 2001 г.

## ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ САМОСМАЗЫВАЮЩИХСЯ ЭЛЕМЕНТОВ МНОГОСЕКЦИОННЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ НОВОГО МАТЕРИАЛА

Алиев Н.А., Эфрос Б.М. (ДонГУ, г. Донецк, Украина)

*In the given activity the problems of mining of a new stuff for manufacturing of parts are reviewed, which one are doped, centrifugal pumps. The researches of function ability and reliability of centrifugal pumps for water-drainage installations of coal mines are conducted.*

**Введение.** Увеличение работоспособности и надежности многосекционных центробежных насосов (ЦНС) водоотливных установок угольных шахт в значительной степени зависит от координации влияния всех металлургических, материаловедческих, технологических и эксплуатационных факторов на процесс изготовления основных деталей и сборки насосных агрегатов. Известно, что эксплуатирующиеся в течение 40 лет ЦНС, изготовленные из серого чугуна марок СЧ 20 или СЧ 30, достаточно хорошо себя зарекомендовали, но в настоящее время являются уже морально устаревшими. В последнее время на Украине созданы и поставлены на серийное производство ЦНСШ (шахтные) в стальном исполнении. Однако освоение новых типов насосов и создание для них ремонтной и эксплуатационной инфраструктур требует значительных капитальных вложений, тогда как для насосов в чугунном исполнении эти проблемы практически решены.

С этой целью для повышения ресурса ЦНС в чугунном исполнении важным является разработка новых материалов на основе традиционных серых чугунов и совершенствование технологических методов и подходов к изготовлению и сборке как их узлов, так и агрегата в целом. Это целесообразно в настоящее время и оправданно как с экономической, так и с эксплуатационной и ремонтной позиций. В данной работе приведены результаты исследования и применения нового легированного серого чугуна в качестве деталей и узлов ЦНС.

**Материал, условия получения и обработки, методики исследования.** Чугун является своеобразным композитным материалом, механические и эксплуатационные свойства которого зависят от характеристик металлической основы, а также от формы, размеров, количества и распределения графитных включений. Получение той или иной структуры чугуна в отливках зависит от многих факторов: химического состава чугуна, вида шихтовых материалов, технологии плавки и внепечной обработки металла, скорости кристаллизации и охлаждения расплава в форме, а следовательно, толщину стенки отливки, теплофизических свойств материала формы и др. Структуру металлической основы чугуна можно изменять также тер-



мической обработкой отливок, общие закономерности влияния которой аналогичны возникающим при термической обработке углеродистой стали, а особенности связаны с сопутствующими изменениями металлической основы процессами графитизации.

Детали и изделия ЦНС – кольца щелевых уплотнений, втулки разгрузки и гидрозатвора и т.д. изготавливались из отливок специального серого чугуна, химический состав которого до выплавки регулировался на уровне шихты, представляющей собой брикеты чугунной стружки с добавками стальной стружки с легирующими элементами – молибдена, хрома, ванадия, вольфрама, никеля. Химический состав (содержание основных элементов в вес. %: С – 2,60; Si – 2,48; Mn – 0,40; P – 0,101; S – 0,120) данных отливок, полученных по оригинальной технологии в НПО «Специальное конструирование и технологии машин - XXI век», по основным компонентам соответствовал составу серому чугуну марки СЧ 38-60 или СЧ 44-64 (ГОСТ 1412-85) [1,2]. При этом важным фактором является наличие в составе данного чугуна молибдена (1,0-1,25%), хрома (0,2-0,4%), никеля (0,3-0,4%), ванадия (0,08-0,15%), вольфрама (следы), что резко повышает антикоррозионные свойства указанного чугуна [3]. Кроме того, существенное значение имеет наличие кремния – не менее 2,4% (во всех исследованных образцах плавок содержание кремния лежало в пределах 2,48-2,52%), что обеспечивает высокие литейные свойства чугуна и, соответственно, бездефектное качество литых деталей.

Полученные отливки подвергались термической обработке - отжигу для снятия внутренних напряжений. После механической обработки отливок с целью изготовления деталей различного назначения, например, колец щелевого уплотнения с припуском под шлифовку по наружному диаметру и формированию винтовых и кольцевых канавок для удержания смазки, они подвергались термической обработке в герметичных муфелях в среде порошкового ферросилиция. После разгерметизации муфеля, детали подвергались закалке и низкотемпературному отпуску, а затем - погружению (без подстуживания) в ванну с минеральным маслом с выдержкой в течение нескольких часов.

Необходимо отметить, что термообработка чугунных деталей в герметичных муфелях в порошковой среде ферросилиция и проварке их в минеральном масле, позволяла создать в деталях глубокий пористый слой, пропитанный смазкой. Поэтому при дальнейшей эксплуатации данной детали, несмотря на наличие водяной рубашки вокруг нее, пограничная зона постоянно возобновляется смазочным слоем из глубинных слоев массива детали. Это позволяет иметь в пограничной зоне смазочную пленку, которая обеспечивает сдвиг данной детали в любой момент времени, даже при достаточно продолжительном сроке неподвижности системы.

Режимы, методы и приемы термообработки отливок и деталей из нового легированного серого чугуна апробированы и приведены в технических условиях, действующих на предприятии и являющихся документами для служебного пользования (коммерческой тайной).

Изучение структуры образцов и темплетов из серого чугуна проводили методом оптической микроскопии на приборе «Neophot-32» [4]. ДюрOMETрические исследования проводили методами Роквелла и Виккерса на приборах ТК-2М и ПМТ-3.

**Результаты эксперимента и обсуждение.** Серый чугун в первом приближении представляет собой тройной сплав Fe-C-Si, содержащий в качестве постоянных примесей Mn, P S. Согласно диаграмме состояния Fe-C для исследованного чугуна (2,6 % C) должно быть следующее количество фазовых составляющих:  $\approx 67$  % феррита и  $\approx 33$  %  $\text{Fe}_3\text{C}$ , а количество структурных составляющих -  $\approx 20$  % вторичного цементита,  $\approx 30$  % ледебурита и  $\approx 50$  % перлита [4,5]. В структуре серого чугуна большая часть или весь углерод (в зависимости от химического состава и условий обработки) находится в виде графита. При этом с ростом содержания углерода в интервале 2,4 – 3,8 % доля графитной составляющей увеличивается. Для обеспечения повышенных литейных свойств в сером чугуне должно быть не меньше 2,4 % Si. Наличие кремния оказывает большое влияние на строение и, следовательно, свойства серого чугуна. В системе Fe-C-Si превращения: перитектическое –  $\text{Ж} + \delta_{\text{Fe}} \rightarrow \text{A}$ ; эвтектическое –  $\text{Ж} \rightarrow \text{Ф} + \text{Г}$ ; эвтектоидное –  $\text{A} \rightarrow \text{Ф} + \text{Г}$  протекают в некотором интервале температур, а не при постоянной температуре. Чем выше концентрация кремния в чугуне, тем шире интервал температур превращения, который при этом смещается в сторону более низких температур.

Согласно нашим оценкам температура эвтектического превращения  $T_{\text{эвтектик}}$  при нагреве для исследованного чугуна составляет  $\approx 1143^\circ\text{C}$ , при этом содержание углерода  $C_{\text{эвтектика}}$  в эвтектике -  $\approx 3,53$  %. Необходимо отметить, что в литейном производстве механические и технологические свойства чугунов часто связывают с параметром – углеродным коэффициентом  $C_3$  (как правило, чем ниже  $C_3$ , тем выше прочность чугуна) [6]. В соответствии с химическим составом исследованного чугуна можно оценить его степень эвтектичности через величину  $C_3$  с учетом легирования: значение  $C_3 \approx 3,3$  (для эвтектического чугуна  $C_3 \approx 4,3$ ). Температура эвтектоидного превращения  $T_{\text{эвтектоид}}$  составляет  $\approx 765^\circ\text{C}$ , при этом содержание углерода  $C_{\text{эвтектоид}}$  в эвтектоиде -  $\approx 0,41$  %. Кроме того, учитывая, что углерод и кремний определяют формирование структуры чугуна, а при заданной технологии литья приведенный размер стенки  $R_{\text{пр}}$  отливки характеризует скорость ее охлаждения, то, тогда, различная структура чугуна в отливках зависит от величины коэффициента  $K$  [5,6]. Наша оценка в соответствии с

химическим составом исследованного чугуна и рассчитанной для него величины  $R_{\text{пр}}$  дала величину  $K \approx 7,9$ , что соответствует получению перлитно-графитной структуры в исходном состоянии. Следовательно, при данном содержании углерода и кремния чугун представляет собой перлитный серый чугун (0,7-0,8 % С находится в виде цементита, входящего в состав перлита) со структурой перлита и пластинчатого графита. При этом в зависимости от толщины отливки  $H$  можно получить различные структуры и, следовательно, разные чугуны: белый чугун ( $H \approx 5$  мм); половинчатый ( $H \approx 5 - 10$  мм); перлитный серый ( $H \approx 10 - 30$  мм); ферритно-перлитный ( $H \approx 30 - 60$  мм); ферритный серый ( $H > 60$  мм).

Комплексные исследования структуры и свойств деталей из разработанного нового легированного чугуна, полученных в результате вышеописанного технологического процесса, проведенные конструкторско-технологическим отделом НПО «СКТМ - XXI век», исследовательской лабораторией Централных ремонтно-механических мастерских Государственного производственного предприятия «Укрпромводчермет» и отделом высоких давлений и перспективных технологий Донецкого физико-технического института им. А.А. Галкина Национальной академии наук Украины, показали следующие результаты.

Рассмотрение микроструктуры образцов (нетравленный шлиф) чугуна показало наличие относительно мелких завихренных графитных включений. Характер изменения формы Гф (ГОСТ 3443-57) пластинчатого графита в структуре соответствует Гф1 - Гф2, при этом характер изменения его размеров - преимущественной длины Гд (ГОСТ 3443-57) - Гд5 - Гд7 (Рис.1, а). Необходимо отметить, что в отдельных участках исследованных образцов величина Гд уменьшается до Гд3 (Рис.1, б). Таким образом, характерная особенность исследованного серого чугуна, определяющая многие его свойства, заключается в том, что графит имеет в поле зрения микрошлифа форму пластинок.

Анализ микроструктур данных образцов (травленный шлиф) свидетельствует, что в центральной области образцов наблюдаются следующие структурные составляющие: перлит (в зависимости от морфологии и степени дисперсности величина микротвердости  $H_{\mu}$  изменяется от  $\approx 300$  до  $\approx 700$  кгс/мм<sup>2</sup>) и пластинчатый графит (величина микротвердости  $H_{\mu} \approx 100$  кгс/мм<sup>2</sup>) (рис.2, а); а в периферийных зонах образцов - перлит, ледебурит (величина  $H_{\mu}$  составляет  $\approx 600 - \approx 800$  кгс/мм<sup>2</sup>) и пластинчатый графит (Рис. 2, б).

Известно, что антифрикционные свойства чугунов определяются в значительной степени строением графитной составляющей. Чугун с глобоидальной формой графита и с относительно толстыми пластинчатыми включениями более износостоек, чем чугун с более тонкими пластинами. В структуре антифрикционного чугуна желательно свести до минимума

количество свободного феррита, а также должен отсутствовать свободный цементит. Именно наличие перлитной структуры и пластинчатого графита в структуре некоторых деталей ЦНС например, в гидрозатворе и разгрузки предопределяет высокие антифрикционные и износостойкие свойства данного материала и возможность применения его для пары клапан сброса - цилиндр, в гасителях гидроудара насосов ЦНС, через которую происходит гашение первой основной волны гидроударного давления.

Механические свойства серого чугуна обусловлены структурой металлической основы и графитной составляющей (см. рис. 1 и 2). При этом они в значительной степени будут зависеть от количества, размера и характера распределения включений графита. Чем меньше графитных включений, чем они мельче, и чем больше степень их изолированности, тем выше прочность серого чугуна. Металлическая основа в сером чугуне обеспечивает наибольшую прочность и износостойкость, если она имеет перлитную структуру. Термическая обработка деталей из чугуна, изготовленных по вышеуказанной технологии, позволяет получить нижеследующие максимальные механические свойства: предел прочности при изгибе  $\sigma_{\text{и}} = 64$  кгс/мм<sup>2</sup>; предел прочности при растяжении  $\sigma_{\text{р}} = 44$  кгс/мм<sup>2</sup>; предел прочности при сжатии  $\sigma_{\text{с}} = 125$  кгс/мм<sup>2</sup>; среднее значение твердости HRC 38-42 (HВ 351-401). Полученный уровень механических свойств предопределяют возможность использования отливок данного материала для изготовления деталей и узлов в виброударных и тяжело нагруженных агрегатах и системах. В частности, высокие механические свойства легированного нового чугуна, его повышенные антифрикционные и антикоррозионные свойства, определяемые наличием в структуре перлитной составляющей и пластинчатого графита, соответствующих легирующих элементов, а также формирование пограничных слоев в деталях, пропитанных маслом, позволяют считать данный материал наиболее приемлемым изготовления для деталей и узлов ЦНС, например для системы клапанов сброса устройства гашения гидравлического удара, что подтверждается одним из актов испытаний.

Согласно данному акту испытаний клапан гашения гидравлического удара был установлен насос ЦНС 300-540 на горизонте 540 метров шахты им. Ю.А. Гагарина объединения «Артемуголь» в 1999 г., испытан и оставлен для работы, а затем, по истечении 12 месяцев, по причине аварийной остановки насоса, гаситель гидравлического удара сработал и погасил возникшую гидроударную волну, что зафиксировано в данном акте.

Результаты проведенного исследования всей совокупности режимов технологического процесса изготовления самосмазывающихся деталей типа клапан сброса в устройстве гашения гидравлического удара из указанного чугуна позволяет получить высокопрочный антифрикционный износостойкий чугун, обладающий повышенной коррозионной стойкостью.



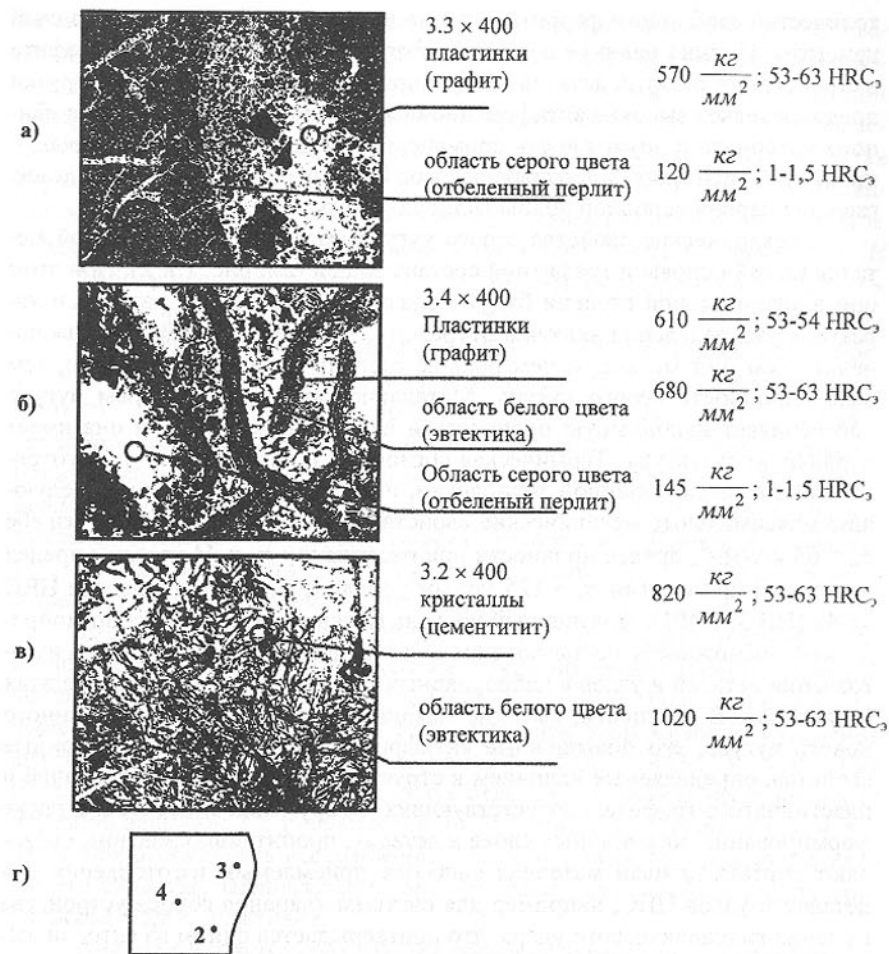


Рис. 1. Изменение морфологии и топологии графитных включений в металлической основе детали из исследованного серого чугуна (нетравленный шлиф,  $\times 200$ ): а – центральная область детали; б – периферия.

**Выводы.** Таким образом, высокие механические свойства разработанного нового чугуна, его антифрикционные свойства, определяемые наличием перлитной структуры и пластинчатого графита, легирующих элементов и пограничных слоев, пропитанных маслом, позволяют считать данный материал наиболее приемлемым для деталей и узлов ЦНС, например, для системы клапанов сброса при гашении ударной волны, что подтверждается актами испытаний.

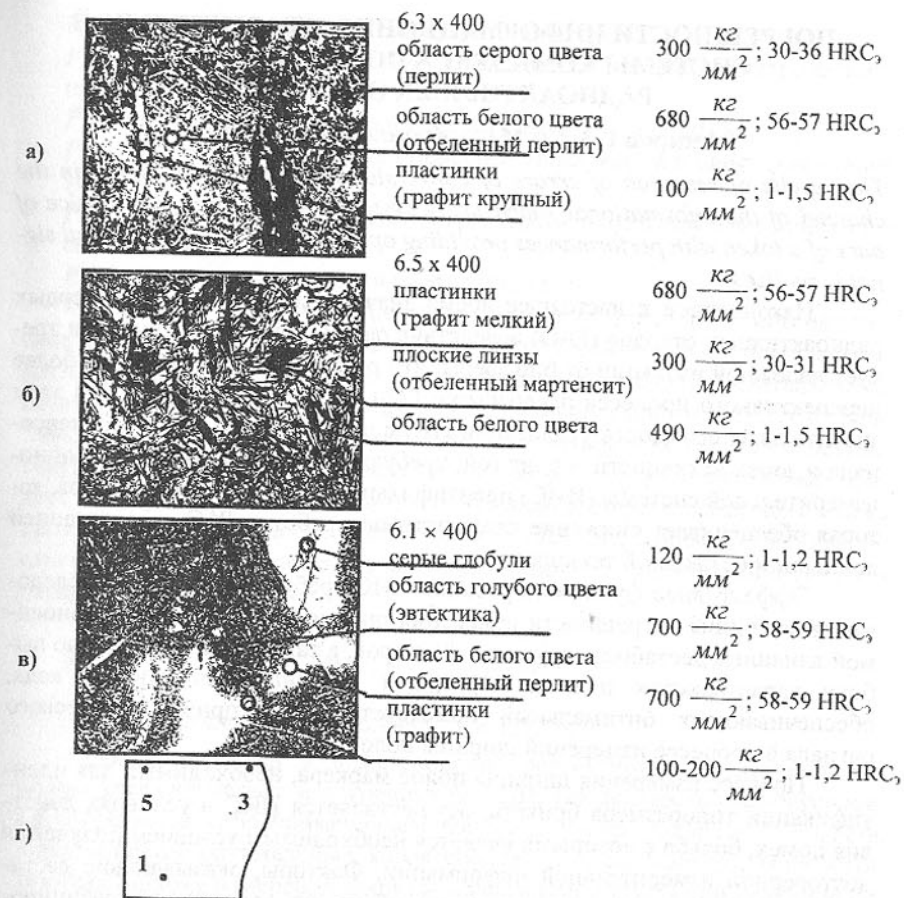


Рис. 2. Микроструктура детали из исследованного серого чугуна (травленный шлиф,  $\times 400$ ): а – центральная область образца; б – периферия.

**Список литературы:** 1. Конструкционные материалы / Б.Н. Арзамасов, В.А. Бродстрем, Н.А. Буше и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 688 с. 2. Высококачественные чугуны для отливок / В.С. Шумихин, В.П. Кутузов, А.И. Храмченков и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 222 с. 3. Бобро Ю.Г. Легированные чугуны. – М.: Metallurgy, 1976. – 288. 4. Бунин К.П., Малиночка Я.Н., Таран Ю.Н. Основы металлографии чугуна. – М.: Metallurgy, 1969. – 416 с. 5. Гиршович Н.Г. Кристаллизация и свойства чугуна в отливках. – М.-Л.: Машиностроение, 1966. – 562 с. 6. Справочник по чугунному литью / Под ред. Н.Г. Гиршовича. – Л.: Машиностроение, 1978. – 758.

Статья поступила в редакцию 26.01.2001г.

# ПОГРЕШНОСТИ ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ КОМПЛЕКСА ПО ПЕРЕРАБОТКЕ РАДИОАКТИВНЫХ ОТХОДОВ

Амиров Р.З. (ДГМА, г. Краматорск, Украина)

*The results of research of errors of conversion of a measuring signal in the channel of the informational - measuring system are explained. The choice of bars of a token with performances providing optimal reception of an optical signal is realized.*

Накопленное в настоящее время значительное количество твердых радиоактивных отходов (РАО) вследствие своей высокой токсичности требует надежной изоляции от биосферы, что реализуется на основе наиболее перспективного процесса переработки РАО - суперпрессования. При этом значительная стоимость утилизации РАО с одной стороны, наличие персонала в зонах активности - с другой, требуют разработки информационно-измерительной системы (ИИС) идентификации типоразмеров брикетов, которая обеспечивает снижение стоимости переработки РАО с реализацией концепции безлюдной технологии.

Эффективное функционирование ИИС требует проведения исследования величины погрешности измерения ширины полосы маркера, вносимой влиянием дестабилизирующих факторов, а также исследований по выбору характеристик полосы маркера и дистанции считывания кода, обеспечивающих оптимальный помехоустойчивый прием оптического сигнала в процессе измерений ширины полос

Процесс измерения ширины полос маркера, необходимый для идентификации типоразмера брикета, осуществляется ИИС в условиях действия помех, борьба с которыми является необходимым условием получения достоверной измерительной информации. Факторы, оказывающие дестабилизирующее воздействие на оптический сигнал, условно классифицированы на 4 группы:

- 1) погрешности, вносимые оптическими помехами в среде распространения сигнала;
- 2) погрешности, вносимые оптической системой фотоприемника;
- 3) погрешности электронного тракта ИИС;
- 4) погрешности цифрового преобразования сигнала (погрешности квантования, дискретизации и методические погрешности).

Влияние дестабилизирующих факторов при прохождении измерительного сигнала в среде распространения и канале ИИС представлено в операторной форме:

$$P_{\Sigma} = P_{n1} + P_{n2} + P_{n3} + P_{n4} + P_{n5} + P_{n6} + P_{n7} + P_{n8},$$

где  $P_{n1}$  - оператор оптических помех среды распространения сигнала;

$P_{n2}$  - оператор оптических помех системы линз;

$P_{n3}$  - оператор внутренних помех фотоприемника;

$P_{n4}$  - оператор внутренних помех усилителя и внешних электромагнитных помех;

$P_{n5}$  - оператор погрешностей дискретизации и квантования;

$P_{n6}$  - оператор погрешностей передачи информации в цифровом канале ИИС;

$P_{n7}$  - оператор методической погрешности обработки измерительного сигнала;

$P_{n8}$  - оператор погрешности расфокусировки.

В связи с наличием в результирующей погрешности систематических и случайных составляющих, плотность вероятности которых описывается различными законами распределения, выполнено имитационное моделирование процесса преобразований измерительного сигнала в среде "MATLAB" с целью адекватной оценки характеристик величины результирующей погрешности. На выходе модели был получен случайный процесс - погрешность имитационного измерения ширины полосы, а также значение ширины полосы. Обработка накопленных данных позволила заключить, что погрешность измерения описывается нормальным законом распределения [1]:

$$P(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}}.$$

В данном случае  $\sigma = 126.4896$ ,  $\mu = 322.2657$ .

Основной вклад в возникновение результирующей погрешности вносят расфокусировка и погрешность АЦП. Погрешность расфокусировки устраняется либо применением дополнительных аппаратных средств, либо выбором оптимальных характеристик полосы маркера, минимизирующих ошибку измерения ширины полосы при допустимой величине погрешности. Погрешность аналого-цифрового преобразователя (АЦП) снижается использованием средств защиты, снижением срока службы АЦП при их работе в экстремальных условиях, а также увеличением разрядности АЦП. В результате экспериментов получено статистическое распределение, которое аппроксимировано теоретической кривой (рис.1).

В качестве критерия согласия теоретического и статистического распределения выбран критерий Пирсона [2]:

$$\eta = \sum_{i=1}^k \frac{(m_i - np_i)^2}{np_i},$$

где  $k$  - число разрядов;

$m_i$  - число значений в  $i$ -м разряде;

$n$  - число опытов;

$p_i$  - теоретическая вероятность ошибки.



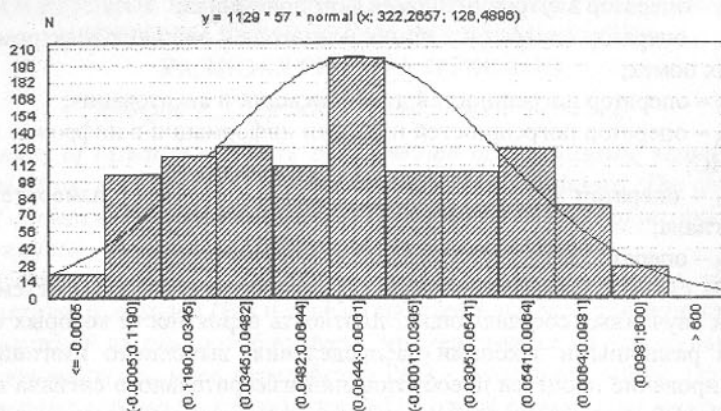


Рис.1. Плотность вероятности результирующей ошибки в канале ИИС

Проведена серия из 20 опытов. Основная гипотеза  $H_0$  о распределении ошибки по заданному закону верна в случае, если параметр  $\eta$  подчиняется распределению  $\chi^2$  с 19 степенями свободы. По таблицам работы [2] определено:

$$\chi(0.1\%, 19) = 43.82.$$

Так как  $\eta = 28.3$ , т.е.  $\eta < 43.82$ , то результаты эксперимента гипотезе  $H_0$  не противоречат, при этом вероятность отвергнуть гипотезу  $H_0$ , когда она верна, составляет  $P=0,001$ .

Таким образом, в результате анализа экспериментальных данных установлено, что среднее квадратическое отклонение составляет 12,4%, погрешность измерения описывается нормальным законом распределения.

Исследования по определению оптимальной ширины полосы, различаемой камерой, проведены при условиях:

- коэффициент отражения полосы много меньше коэффициента отражения фона:
- варьирование расстояния между камерой и объектом контроля с маркером вызывало расфокусировку и изменение освещенности.

Критерием выбора ширины полосы, реализующей оптимальный прием оптического сигнала, является максимум относительного изменения ширины видеосигнала  $\Delta S$ , обусловленный соседними (двумя рядом расположенными) полосами:

$$\Delta S = \frac{S_{i+1} - S_i}{S_{\max}} 100 \rightarrow \max,$$

где  $S_{i+1}$  – ширина видеосигнала, соответствующая последующей полосе, мм;

$S_i$  – ширина видеосигнала, соответствующая данной полосе, мм;

$S_{\max}$  – ширина видеосигнала, соответствующая наибольшей из полос из  $S_i, S_{i+1}$ , мм.

Как показали исследования, приемлемой шириной информационных полос маркера являются полосы шириной 1мм (старт-стоповые полосы), 2мм, 4мм (информационные полосы). В этом случае при поле считывания (расстоянии между камерой и маркером), которое составляет 0.3м - 1.0м относительное изменение ширины видеосигнала для пар полос 1мм-2мм, 2мм-4мм, 1мм-4мм составляет 26,4%-8,4%; 34,8%-14,1%; 52,4%-21,8% соответственно.

Колебания расстояния при дистанционном считывании символов (полос) маркера, вызванные различной высотой бrikетов, обуславливают погрешность измерения ширины полос маркера. Поэтому критерием выбора поля считывания является минимум относительного изменения ширины видеосигнала  $\Delta S_R$  исследуемой полосы:

$$\Delta S_R = \frac{S_{j+1}^* - S_j^*}{S_j^*} \rightarrow \min,$$

$$j = 1, 2, \dots, k,$$

где  $S_{j+1}^*$  – ширина видеосигнала, соответствующая значению поля считывания  $R_{j+1}$ ;

$S_j^*$  – ширина видеосигнала, соответствующая значению поля считывания  $R_j$ ;

$k$  – число исследуемых значений поля считывания.

При выборе поля считывания необходимо также учитывать особенности технологического процесса. В результате проведенных исследований для выбранных полос шириной 1мм, 2мм, 4мм и заданных типоразмеров бrikетов  $H_{br} \in [0,105; 0,3]$ м установлено, что значение поля считывания должно быть не менее 0,6м. С учетом особенностей техпроцесса компактирования радиоактивных отходов выбрано значение поля считывания, равное 0,8 м. В этом случае для полос 1мм, 2мм, 4мм погрешность измерения составляет 7,5%, 7,2%, 6,0% соответственно.

Выполненные исследования контрастности печати и оптической плотности полосы в инфракрасной области спектра подтвердили результаты, полученные в работе [3] для видимой части оптического диапазона. Контрастность печати  $K$  и оптическая плотность полосы  $T_w$  построены в функции оптической плотности промежутка  $T_n$ .

Минимально допустимая оптическая плотность полосы носит линейный характер и может быть описана уравнением:

$$K = 0,124T_n + 0,28. \quad (1)$$

Минимально допустимая контрастность печати носит нелинейный характер и описывается уравнением:

$$T_{ш} = 0,0004T_n^6 - 0,0131T_n^5 + 0,1402T_n^4 - 0,4615T_n^3 - 1,6188T_n^2 + 16,706T_n + 35,2. \quad (2)$$

Оптические характеристики качества печати зависят от комбинации материалов фона и полосы, имеющих различный коэффициент отражения. Для маркера выбрана контрастная пара – фон с низким коэффициентом отражения  $K_\phi$  (черный цвет), полоса с коэффициентом отражения  $K_{ш}$  много больше фонового.

Качество печати маркера должно удовлетворять следующим требованиям: ширина полос и промежутков должна отклоняться не более, чем на 5%; промежутки и штрихи должны быть контрастными и не меньше значений, полученных в соответствии с зависимостями 1, 2; не должно быть темных пятен в середине светлых промежутков и светлых пятен в середине темных полос.

Таким образом, погрешность измерения полосы подчинена нормальному закону распределения, среднее квадратическое отклонение составляет 12,4%. При значении поля считывания 0,8 м и заданных типоразмерах брикетов  $H_{бр} \in [0,105; 0,3]$  м для выбранной ширины полос маркера 1 мм, 2 мм, 4 мм обеспечивается допустимая погрешность измерения – 7,5%; 7,2%; 6,0% соответственно. Получены зависимости, описывающие оптическую плотность полосы и контрастность печати, а также определены требования к качеству полос маркера.

**Список литературы:** 1. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. – 13-е изд., испр. – М.: Наука, 1986. – 544 с. 2. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1984. – 831 с. 3. ДСТУ 3146-95. Коды и кодирование информации. Штриховое кодирование. Общие требования.

*Статья поступила в редакцию 28.01.2001 г.*

## КЛАССИФИКАЦИЯ И АНАЛИЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ФИНИШНОЙ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Байков А.В. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

При шлифовании совокупность относительных движений инструмента и заготовки можно разделить на две группы: движения резания и движения формообразования. К движению резания относится вращатель-

ное движение шлифовального круга вокруг своей оси с целью обеспечения скорости относительного движения абразивных зерен и обрабатываемого материала, обеспечивающей процесс резания. Движение формообразования – это относительное движение шлифовального круга и поверхности заготовки.

В общем случае любое движение формообразования можно представить в виде совокупности элементарных движений:

$$F = \left\{ F_x, F_y, F_z, \sum_{i=1}^n F_{ox}, \sum_{j=1}^m F_{oy}, \sum_{k=1}^l F_{oz} \right\}, \quad (1)$$

где  $F_x$  – прямолинейное движение вдоль оси  $OX$ ;

$F_y$  – прямолинейное движение вдоль оси  $OY$ ;

$F_z$  – прямолинейное движение вдоль оси  $OZ$ ;

$\sum_{i=1}^n F_{ox}$  – совокупность вращательных движений вокруг осей, параллельных оси  $OX$  (вращение в плоскости  $YOZ$ ); в данном случае рассматривается совокупность вращательных движений в заданной плоскости, т.к. вращение может производиться вокруг нескольких осей одновременно, например – вращение вокруг двух осей: гипоциклоида, эпициклоида;

$\sum_{j=1}^m F_{oy}$  – совокупность вращательных движений вокруг осей, параллельных оси  $OY$  (вращение в плоскости  $XOZ$ );

$\sum_{k=1}^l F_{oz}$  – совокупность вращательных движений вокруг осей, параллельных оси  $OZ$  (вращение в плоскости  $XOY$ ).

Уравнение (1) является универсальным, так как описывает все схемы взаимодействия шлифовального инструмента и заготовки. Уравнение движения формообразования, описывающее конкретную схему обработки, получается из универсального путем рассмотрения элементарных движений, присущих данной схеме.

Каждое движение характеризуется рядом параметров: исходная точка, направление, траектория, скорость и путь [1]. Регулируя параметры элементарных движений, т.е. варьируя их исходные значения и закон изменения, можно получать оптимальные или рациональные кинематические схемы взаимодействия инструмента и заготовки. Применительно к процессам финишной обработки облицовочных плит из природного камня оптимизация кинематических схем обработки обычно проводится по критериям максимальной производительности обработки и обеспечения требуемого качества обработанной поверхности.



Обработка лицевой поверхности облицовочных плит ведется по схеме торцового шлифования, причем характерной особенностью процесса является значительное превышение габаритов обрабатываемой поверхности над размерами инструмента. Обобщенное уравнение движения формообразования (1) для данных условий обработки (при расположении системы координат таким образом, что ось  $OZ$  перпендикулярна поверхности заготовки) трансформируется в одно из следующих выражений:

- при обработке одним инструментом по схеме «ступенька», «прямоугольник» или «зигзаг» [2]:

$$F_T = \{F_x, F_y\};$$

- при обработке многоспindleльной головкой по указанным выше схемам:

$$F_T = \{F_x, F_y, F_{oz}\};$$

- при использовании планетарных шлифовальных головок:

$$F_T = \left\{ F_x, F_y, \sum_{k=1}^l F_{oz} \right\}.$$

При обработке облицовочных плит на конвейерных станках и автоматических линиях на параметры элементарных движений накладываются определенные ограничения. В частности перемещение заготовки (например, вдоль оси  $OX$ ) осуществляется в одном направлении и с постоянной скоростью. Вследствие превышения габаритов заготовки над размером инструмента последний, с целью обработки всей площади, совершает возвратные перемещения в направлении, перпендикулярном движению заготовки. Кроме того, поскольку процесс производства в данных условиях поточный, регулирование параметра «исходная точка» теряет смысл, следовательно, для решения задачи выбора рациональной кинематической схемы взаимодействия инструмента и заготовки при финишной обработке облицовочных плит из природного камня на конвейерных станках и автоматических линиях возможно варьировать следующие параметры:

- величину и закон изменения скорости поступательного (продольного) вдоль оси  $OX$  перемещения заготовки;
- величину и закон изменения скорости поступательного (поперечного) вдоль оси  $OY$  перемещения инструмента;
- величину, направление, законы изменения радиусов вращения и частот вращательных (вокруг осей, параллельных оси  $OZ$ ) перемещений инструмента;
- траекторию перемещения инструмента по поверхности детали.

На этапах финишной обработки лимитирующим фактором является качество обработанной поверхности, в частности – величина отклонения от плоскостности. Эта величина является результатом неравномерности съема материала, определяемой геометрией торцового инструмента [3,4] и характером траекторий перемещения инструмента по поверхности заго-

товки. Для определения величины съема в каждой точке заготовки необходимо координаты точек съема, получаемые при каждом проходе инструмента, привести к единой системе координат. В общем случае преобразование аффинного, в частном случае евклидова пространства, может быть представлено в матричном виде [5]:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos v' & \cos v'' & \cos v''' \\ \cos v' & \cos v'' & \cos v''' \\ \cos \sigma' & \cos \sigma'' & \cos \sigma''' \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} C_x \\ C_y \\ C_z \end{pmatrix}, \quad (2)$$

где  $\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix}$  и  $\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{pmatrix}$  – матричная форма записи радиусов векторов конечного и

начального реперов;

$\begin{pmatrix} \cos v' & \cos v'' & \cos v''' \\ \cos v' & \cos v'' & \cos v''' \\ \cos \sigma' & \cos \sigma'' & \cos \sigma''' \end{pmatrix}$  – матрица направляющих косинусов;

$\begin{pmatrix} C_x \\ C_y \\ C_z \end{pmatrix}$  – матрица вектора переноса начала координат.

При обработке плоских поверхностей торцевым инструментом матрицы преобразования существенно упрощаются. Например, для случая обработки заготовки по схеме «зигзаг» (рис. 1) при движении инструмента по прямой 1-2 выражение (2) принимает вид:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 & \sin \varphi_1 & 0 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} S_{np} \cdot t \\ S_{non} \cdot t \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (3)$$

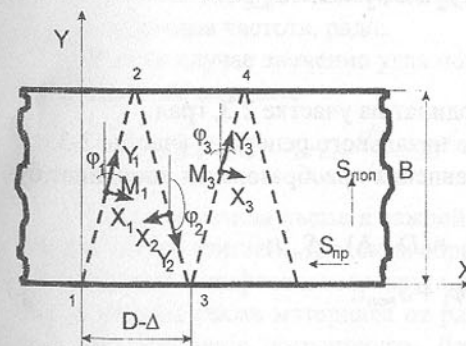


Рис.1. Траектория оси инструмента при обработке по схеме «зигзаг»

где  $\varphi_1$  – угол поворота системы координат, град.;

$x_1$  и  $y_1$  – координаты радиуса вектора начального репера на участке 1-2;

$S_{np}$  – скорость перемещения заготовки (продольная подача), м/с;

$S_{non}$  – скорость перемещения оси инструмента (поперечная подача), м/с;

$t$  – текущее время; время перемещения оси инструмента по

участку 1-2 лежит в пределах  $0 \leq t \leq \frac{B}{S_{non}}$ , с.

В параметрическом виде уравнение (3) будет иметь вид:

$$\begin{cases} x = x_1 \cos \varphi_1 + y_1 \sin \varphi_1 + S_{np}t; \\ y = -x_1 \sin \varphi_1 + y_1 \cos \varphi_1 + S_{non}t; \\ z = z_1. \end{cases} \quad (4)$$

Угол поворота системы координат определяется из условия минимального перекрытия зон обработки шлифовальным кругом:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{S_{np}t}{S_{non}t} = \frac{D - \Delta}{2 \cdot B} \quad (5)$$

где  $D$  – диаметр шлифовального круга, мм;

$\Delta$  – коэффициент перекрытия зон обработки, мм;  $\Delta = (0,1 \dots 0,2)D$  [2];

$B$  – ширина обрабатываемой заготовки, мм.

Соотношение (5) устанавливает предельную связь между значениями продольной и поперечной подач:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{S_{np}t}{S_{non}t} = \frac{S_{np}}{S_{non}} = \frac{D - \Delta}{2 \cdot B} \quad (6)$$

При превышении соотношения (6) перекрытие зон обработки не обеспечит равномерность съема материала, при уменьшении – снижается производительность обработки.

При обратном ходе инструмента (участок 2-3, рис. 1) угол поворота системы координат изменится на  $\varphi_2 = (180^\circ - \varphi_1)$ , а уравнения преобразования координат будут иметь вид:

$$\begin{cases} x = x_2 \cos \varphi_2 + y_2 \sin \varphi_2 + \frac{D - \Delta}{2} + S_{np}t; \\ y = -x_2 \sin \varphi_2 + y_2 \cos \varphi_2 + B - S_{non}t; \\ z = z_2, \end{cases} \quad (7)$$

где  $\varphi_2$  – угол поворота системы координат на участке 2-3, град.;

$x_2$  и  $y_2$  – координаты радиуса вектора начального репера на участке 2-3.

Аналогично на участке 3-4 уравнения преобразования координат будут иметь вид:

$$\begin{cases} x = x_3 \cos \varphi_1 + y_3 \sin \varphi_1 + (D - \Delta) + S_{np}t; \\ y = -x_3 \sin \varphi_1 + y_3 \cos \varphi_1 + S_{non}t; \\ z = z_3. \end{cases} \quad (8)$$

На основании уравнений (4), (7) и (8) можно определить величину съема материала в каждой точке заготовки путем наложения величин съема

ма при каждом проходе инструмента:

$$z_0 = z_1 + z_2 + \dots + z_n. \quad (9)$$

Кинематические параметры, которые можно варьировать при данной схеме обработки для изменения распределения величины съема по поверхности заготовки, это продольная и поперечная подачи.

В практике обработки облицовочных плит на автоматических линиях и конвейерных станках применяют схему обработки, представленную на рис. 2. Отличие от схемы «зигзаг» – переменная величина скорости поперечного перемещения инструмента. Уравнения преобразования координат в данном случае будут иметь вид (для участка 1-2):

$$\begin{cases} x = x_1 \cos \varphi_1(t) + y_1 \sin \varphi_1(t) + S_{np}t; \\ y = -x_1 \sin \varphi_1(t) + y_1 \cos \varphi_1(t) + S_{non}(t)t; \\ z = z_1. \end{cases} \quad (10)$$

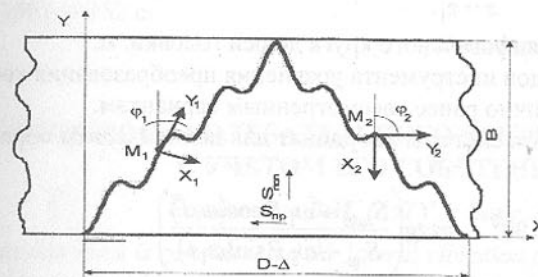


Рис. 2. Траектория центра инструмента при переменной поперечной подаче

Уравнение (10) аналогично уравнению (4), но значение угла поворота системы координат и величина поперечной подачи являются функциями времени. Традиционно изменение величины поперечной подачи осуществляют по синусоидальному закону:

$$S_{non}(t) = S_{max} - A \cdot \sin(\omega t), \quad (11)$$

где  $S_{max}$  – максимальное значение величины подачи, м/с;

$A$  – амплитуда изменения подачи, м;

$\omega$  – круговая частота, рад/с.

В этом случае значение угла поворота системы координат будет определяться выражением:

$$\varphi_1(t) = 90^\circ - \operatorname{arctg} \frac{dy}{dx} = 90^\circ - \operatorname{arctg} \left( \frac{S_{max}}{S_{np}} - \frac{A}{S_{np}} \sin \omega t \right).$$

Далее величина съема в каждой точке заготовки ведется аналогично как для схемы «зигзаг». Для схем обработки с криволинейной траекторией перемещения шлифовального круга применение зависимостей определения величины съема материала от расстояния до центра инструмента [3] дает определенную погрешность. Для траектории с радиусом кривизны  $R_k > 2D$  погрешность расчетов не превышает 4%, то есть величину съема



материала в сечении, перпендикулярном направлению движения инструмента, с достаточной точностью можно описать формулами [2].

При обработке по рассмотренной выше схеме кинематические параметры, которые можно варьировать для изменения распределения величины съема по поверхности заготовки, это продольная подача, максимальное значение, амплитуду и частоту изменения величины поперечной подачи.

Если для обработки облицовочных плит используются многошпиндельные шлифовальные головки, то траектория оси вращения каждого инструмента относительно поверхности заготовки будет представлять циклоидальную кривую. Уравнения преобразования координат для данной схемы будут иметь вид:

$$\begin{cases} x = x_1 \cos \varphi_1(t) + y_1 \sin \varphi_1(t) + S_{np}(t) \cdot t + P; \\ y = -x_1 \sin \varphi_1(t) + y_1 \cos \varphi_1(t) + S_{non}(t) \cdot t; \\ z = z_1. \end{cases} \quad (12)$$

где  $P$  – расстояние от оси шлифовального круга до оси головки, м.

Для остальных проходов инструмента уравнения преобразования координат получаются аналогично ранее рассмотренным вариантам.

Величина угла поворота системы координат для данной схемы обработки будет:

$$\varphi_1(t) = 90^\circ - \arctg \frac{dy}{dx} = 90^\circ - \arctg \left( \frac{S_{non} + \omega_1 P \cos(\omega_1 t)}{S_{np} + \omega_1 P \sin(\omega_1 t)} \right).$$

где  $S_{np}$  – продольная скорость перемещения шлифовальной головки (продольная подача), м/с;

$S_{non}$  – поперечная скорость перемещения шлифовальной головки (поперечная подача), м/с.

$\omega_1$  – круговая частота вращения шлифовальной головки, рад/с.

Для данной схемы обработки кинематические параметры, которые можно варьировать для изменения распределения величины съема по поверхности заготовки, это продольная и поперечная подачи перемещения шлифовальной головки, расстояние от оси шлифовального круга до оси головки и круговая частота вращения шлифовальной головки. Возможны схемы, характеризующиеся переменной величиной продольной и поперечной подач.

Таким образом, задавая характер изменения одного, нескольких или всех параметров относительного движения шлифовального инструмента и заготовки, можно синтезировать различные кинематические схемы обработки. Для каждой схемы по предложенной выше методике (в общем случае по формулам (2) и (9)) можно рассчитать величину съема в любой точке обрабатываемой поверхности. Следовательно, задавая требуемую производительность обработки и допустимую величину отклонения от плоско-

стности, можно определить отвечающую данным требованиям схему обработки и рассчитать ее кинематические параметры.

**Список литературы:** 1. Федотенок А.А. Кинематическая структура металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1970. – 407 с. 2. Сычев Ю.И., Берлин Ю.Я. Шлифовально-полировальные и фрезерные работы по камню. – М.: Стройиздат, 1985. – 312 с. 3. Михайлов А.Н., Байков А.В., Ковалев М.С. Формообразование плоской поверхности при обработке эластичным шлифовальным инструментом / Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. – Донецк: - ДонГТУ, 2000. Вып. 10.- с.137-143. 4. Цеснек Л.С. Механика и микрофизика истирания поверхностей. – М.: Машиностроение, 1979. – 264 с. 5. Перепелица Б.А. Отображение аффинного пространства в теории формообразования поверхностей резанием. – Харьков: Высшая школа, - 1981. – 152 с.

Статья поступила в редакцию 19.01.2001г.

## К ВОПРОСУ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ КАНАТА ЛИФТА С УЧЕТОМ ЕГО СОБСТВЕННОГО ВЕСА

Бахшалиев В.И. (АзТУ, г.Баку, Азербайджан)

*In this work is considered the lateral vibration of an elevator rope with taking into account it's mass. There is solved dynamical equation of balance of elevator rope and defined tractive forces in it's lateral sections of elevator rope.*

Решение вопроса колебательного движения каната лифта, применяемого в различных практических работах, имеет важное значение. Поперечные колебательные движения каната обусловлены зазорами между направляющими и кабинами лифта и его ускоренными (замедленными) движениями. Во время движения с влиянием продольных сил, действующих на канат в точке подвеса лифта, эти поперечные перемещения элементов имеют определенные величины. На рис. 1 показана схема лифта 1 с канатом 2, наматываемым на барабан 3. Выберем координатную систему  $xOy$  так, чтобы ось  $x$  была направлена вниз. Лифт движется вдоль вертикальной оси  $x$  с постоянным ускорением  $W$ . Сначала находим силы натяжения  $T_1$ , каната в точке подвеса лифта:

$$T_1 = m(g - W), \quad (1)$$

где  $m$  – масса лифта с грузом,

$g$  – ускорение свободного падения.

Предположим, что продольные перемещения точек каната весьма малы, а жесткость при изгибе не изменяется. Выделим элемент гибкого каната длиной  $dx$  и рассмотрим силы, действующие на этот элемент (рис. 2). На элемент будут действовать следующие силы:  $T$  и  $T+dT$  – продольные

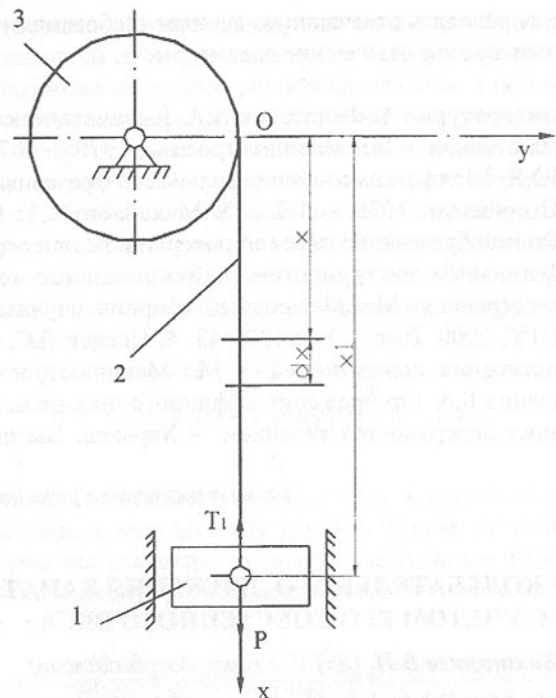


Рис.1. Схема лифта.

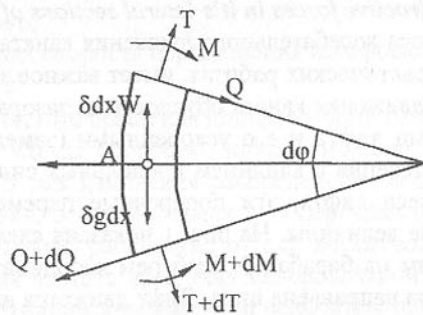


Рис.2. Элемент каната.

силы натяжения отброшенной части каната;  $Q$  и  $Q+dQ$  – поперечные силы, действующие в плоскостях поперечного сечения;  $M$  и  $M+dM$  – изгибающие моменты, действующие на элемент  $dx$  в его сечениях;  $\delta g dx$  – сила тяжести элемента каната ( $\delta$  – масса единицы длины гибкого каната);  $\delta dx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}$  – сила инерции, направленная по главной нормали к элементу в сторону от центра

кривизны этого элемента;  $\delta dx W$  – касательная сила инерции, направленная по касательной к элементу в его центре.

На основании принципа Даламбера, упомянутые выше силы и моменты сил, действующие на элемент  $dx$  гибкого каната, должны образовать плоскую уравновешенную систему сил.

Проектируя эти силы на касательную и главную нормаль рассматриваемого элемента и написав уравнение моментов указанной системы сил относительно центра дуги этого элемента, получим следующие уравнения:

$$\begin{aligned} -\delta dx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + T \sin \frac{d\varphi}{2} + (T + dT) \sin \frac{d\varphi}{2} + Q \cos \frac{d\varphi}{2} - (Q + dQ) \cos \frac{d\varphi}{2} &= 0 \\ \delta dx W - \delta dx g - Q \sin \frac{d\varphi}{2} - (Q + dQ) \sin \frac{d\varphi}{2} + T \cos \frac{d\varphi}{2} - (T + dT) \cos \frac{d\varphi}{2} &= 0 \\ -T \frac{dx}{2} \sin \frac{d\varphi}{2} + (T + dT) \frac{dx}{2} \sin \frac{d\varphi}{2} - M + M + dM - Q \frac{dx}{2} \cos \frac{d\varphi}{2} - & \\ - (Q + dQ) \frac{dx}{2} \cos \frac{d\varphi}{2} &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

где  $d\varphi$  – центральный угол дуги элемента  $dx$  каната.

Ввиду малости величины  $d\varphi$  и  $dx$  можно принимать следующие допущения:

$$\sin \frac{d\varphi}{2} = \frac{d\varphi}{2}, \quad \cos \frac{d\varphi}{2} = 1, \quad dT d\varphi = dQ d\varphi = dT dx d\varphi = dQ dx = 0.$$

Тогда из уравнений (2) получаем:

$$\left. \begin{aligned} -\delta \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + T \frac{d\varphi}{dx} - \frac{dQ}{dx} &= 0 \\ \delta(W - g) - Q \frac{d\varphi}{dx} - \frac{dT}{dx} &= 0 \\ Q dx &= dM \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Полагая, в связи с малостью перемещений, из курса сопротивления материалов приводим следующие зависимости [1]:

$$M = EJ \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}, \quad d\varphi = dx \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}, \quad dQ = \frac{\partial Q}{\partial x} dx, \quad dT = \frac{\partial T}{\partial x} dx,$$

где  $EJ$  – жесткость каната.

Из третьего уравнения (3) получаем:  $Q = \frac{dM}{dx}$ . После преобразования уравнения (3) будем иметь:



$$\left. \begin{aligned} -\delta \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + T \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} &= 0 \\ \delta(W - g) - EJ \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} - \frac{dT}{dx} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Из первого уравнения (4) находим выражения для силы натяжения:

$$T = \frac{\delta \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4}}{\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}} \quad (5)$$

Дифференцируя зависимость (5), находим сначала  $\partial T / \partial x$ . Далее, подставив это выражение во второе уравнение (4), получаем дифференциальное уравнение поперечного колебания каната лифта:

$$\delta(W - g) \left( \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^2 - EJ \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} \left( \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^3 - \left( \delta \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} + EJ \frac{\partial^5 y}{\partial x^5} \right) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + \left( \delta \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} \right) \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} = 0 \quad (6)$$

решение этого дифференциального уравнения представляем в следующем виде [2]:

$$y = u(x) \cdot \cos(\omega t + \varphi), \quad (7)$$

где  $\omega$  и  $\varphi$  - угловая частота и начальная фаза колебания,  $u(x)$  - амплитудная функция.

Амплитудную функцию  $u(x)$ , определяющую форму колебания по характеру диф. уравнения (6), будем искать в форме:

$$u(x) = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3 + a_4 x^4 + a_5 x^5 \quad (8)$$

Здесь  $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5$  - неизвестные коэффициенты, подлежащие определению.

Для решения дифференциального уравнения (6), присоединяем к нему начальные и граничные условия, которые с учетом выражения (1) запишутся так:

$$\left. \begin{aligned} \text{при } t=0, \quad x=0, \quad y(x, t) &= 0, \\ \text{при } t=t_1, \quad x_1 = \frac{W t_1^2}{2}, \quad T = EF \frac{\partial y}{\partial x} = T_1 = m(g - W) &\Rightarrow \frac{\partial y}{\partial x} = \frac{m(g - W)}{EF} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где  $F$  - площадь сечения каната,

$t_1$  - фиксированное время движения лифта.

Подставив выражение (7) в уравнение (6), будем иметь тождество:

$$\delta(W - g) \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)^2 \cos^2(\omega t + \varphi) - EJ \frac{\partial^3 u}{\partial x^3} \cos(\omega t + \varphi) \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \cos(\omega t + \varphi) \right]^3 - (-\delta \omega^2 \frac{\partial u}{\partial x} + EJ \frac{\partial^5 u}{\partial x^5}) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \cos(\omega t + \varphi) + (-\delta \omega^2 u + EJ \frac{\partial^4 u}{\partial x^4}) \frac{\partial^3 u}{\partial x^3} \cos^2(\omega t + \varphi) = 0$$

Далее, подставив выражение (8) в это тождество и приравняв к нулю коэффициенты при одинаковых степенях переменной величины, получим следующие зависимости для определения неизвестных коэффициентов, входящих в выражения (7) и (8):

$$\left. \begin{aligned} 4\delta a_2^2(W - g) + EJ(144a_3a_4 - 36a_2^2a_3 - 240a_2a_5) + 2\delta\omega^2(a_1a_2 - 3a_0a_3) &= 0 \\ 24\delta a_2a_3(W - g) + EJ(576a_4^2 - 324a_2^2a_3^2 - 144a_2^2a_4) + 4\delta\omega^2(a_2^2 - 6a_0a_4) &= 0 \\ 6\delta(W - g)(3a_2a_3 + 2a_1a_4 + 8a_2a_4) + EJ(2880a_4a_5 - 996a_2a_3^3 - 2544a_2^2a_3a_4 - & \\ - 360a_2^3a_5) - 6\delta\omega^2(a_2a_3 + 4a_1a_4 + 10a_0a_5) &= 0 \\ \delta(W - g)(80a_2a_5 + 144a_3a_4) + EJ(4800a_5^2 - 972a_3^4 - 7776a_2a_3^2a_4 - 4320a_2^2a_3a_5 - & \\ - 2592a_2^2a_4^2) + \delta\omega^2(8a_2a_4 + 18a_3^2 - 40a_1a_5 - 6a_3^2) &= 0 \\ \delta(W - g)(240a_3a_5 + 144a_4^2) - 10EJ(972a_3^3a_4 + 1929a_2a_3a_4^2 + 1620a_2^2a_3^2a_5 + & \\ + 1080a_2^2a_4a_5) + 10\delta\omega^2(3a_3a_4 - a_2a_5) &= 0 \\ 480\delta a_4a_5(W - g) - EJ(34992a_3^2a_4^2 + 89760a_2a_3a_4a_5 + 19440a_3^3a_5 + & \\ + 15552a_2a_4^3 + 10800a_2^2a_5^2) + 24\delta\omega^2(a_3a_5 + a_4^2) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

В систему из шести уравнений (10) входят семь неизвестных коэффициентов  $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, \omega$ , для определения которых необходимо иметь дополнительное уравнение. В качестве дополнительного уравнения будем использовать второе выражение из граничных условий (9), которое пишется так:

$$EF(a_1 + W t_1^2 a_2 + \frac{3}{4} W^2 t_1^4 a_3 + \frac{1}{2} W^3 t_1^6 a_4 + \frac{5}{16} W^4 t_1^8 a_5) = m(g - W) \quad (11)$$

В результате совместного решения уравнений (10) и (11) определяются семь вышеупомянутых неизвестных коэффициентов  $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5$  и  $\omega$ . Следует отметить, что первое выражение из граничных условий (9) служит для определения неизвестной величины  $\varphi$ , так как

$$y(0) = u(0) \cos \varphi = 0$$

При  $u(0) \neq 0$  необходимо, чтобы  $\cos \varphi = 0$ . Значит,  $\varphi = \pi/2$ . Это означает, что колебания происходят по синусоидальному закону, а не косинусоидальному, как это предполагалось ранее.

Таким образом, находим уравнение поперечного колебательного движения каната лифта в следующем виде:

$$y = (a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3 + a_4 x^4 + a_5 x^5) \sin \omega t$$

Наконец, из выражения (5) находим зависимости для определения силы натяжения каната  $T$  в его сечениях. По максимальному значению натяжения каната можно произвести расчет на прочность гибкого каната с достаточной точностью и надежностью.

**Список литературы:** 1. Бидерман В.Л. Теория механических колеба-

ний, М., 1980.-408с; 2. Бахшалиев В.И. Исследование поперечного колебательного движения «плавающего» шатуна // Изв. ВУЗов РФ. Машиностроение – 1993. - №3-5. – с.7-11.

Статья поступила в редакцию 24.01.2001г.

## ВЫБОР ФОРМЫ И МЕТОДА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗВЕЗДОЧЕК ДЛЯ ТЯГОВЫХ КРУГЛОЗВЕННЫХ ЦЕПЕЙ

Болтян А.В., Голубов Н.В., Горобец И.А., Черников А.С.  
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*For moving circuits of transport machines the special asterisks are used. In conditions of high loading the cast asterisks have low reliability. Taking into account complexity of the geometrical form of a tooth, for definition of distribution of intensity in a tooth the method of cross elements is used.*

В машинах, одной из функций которых является транспортирование какого-либо материала или механизма, например, цепные системы перемещения угольных комбайнов, выемочно-доставочные машины фронтальных агрегатов для добычи угля, скребковые конвейеры и др., часто применяют круглозвенные тяговые цепи. Для перемещения таких цепей используются специальные звездочки, которые устанавливаются на выходных валах редукторов. Отличительной особенностью таких звездочек является то, что каждый из их зубьев состоит из двух половин, а впадины между соседними зубьями образуют так называемое ложе для горизонтально расположенного звена цепи. Эти впадины представляют собой сложную поверхность, образованную пересечением эвольвентной и цилиндрической поверхностей. Вследствие этого звездочки для грузовых тяговых круглозвенных цепей изготавливают сварно-литыми. Сложную поверхность впадин отливают. Причем, для удобства построения и упрощения изготовления литейной формы на практике эвольвентную поверхность аппроксимируют двумя цилиндрическими. Две отлитые половины звезды соединяют сваркой, далее производится только обработка центрального отверстия.

Для увеличения жесткости зубьев в отливке предусматривается наличие реборды (рис.1). Однако в условиях высоких нагрузок горных и транспортных машин литые звездочки имеют низкую надежность вследствие частых поломок их зубьев. Низкая надежность обусловлена неоднородностью физико-механических свойств заготовки получаемой литьем и низкой точностью изготовления ложа цепи. Данные, полученные авторами, показывают на шахте XX съезда КПСС ПО «Добропольеуголь», что по указанным причинам за 6 месяцев эксплуатации фронтального агрегата АФК пришло в негодность восемь звездочек.

Небольшие ремонтные службы предприятий, на которых эксплуатируются указанные машины, не располагают возможностями для изготов-

ления литых звездочек. Заказ запасных частей на сторонних предприятиях, имеющих возможность осуществлять стальное литье, удорожает производство звездочек из-за ограниченного объема партии. В сложившихся условиях необходимо решить две взаимодополняющие друг друга задачи: увеличить срок службы звездочек за счет увеличения точности обработки ложа цепи и упрощения технологии производства за счет применения механической обработки при формировании зуба и ложа цепи.

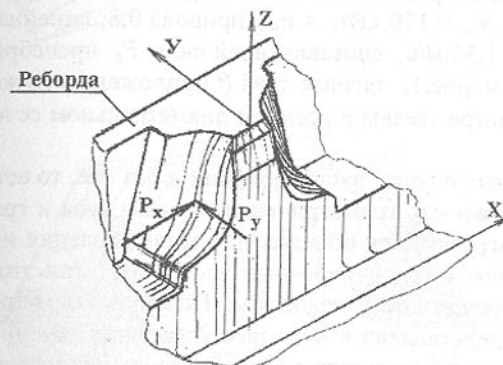


Рис.1. Расчетная схема зуба звездочки.

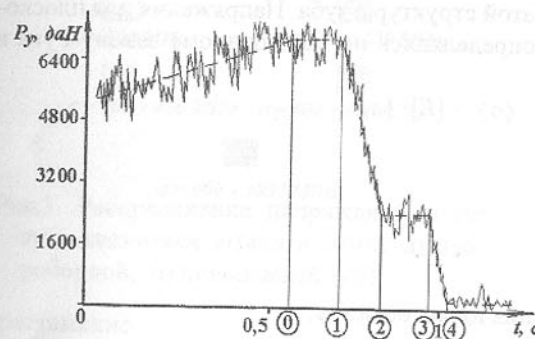


Рис.2. Фрагмент осциллограммы рабочего тягового усилия ( $P_u$ ) в цепи агрегата АФ при взаимодействии ее со звездочкой при входе ( $t$  - время).

рис.2, зуб воспринимает максимальную нагрузку. На участке  $t.1 - t.2$  имеем двухпарное зацепление, а, следовательно, снижение нагрузки, которая стабилизируется на участке угла поворота  $t.2 - t.3$ . Затем нагрузка снижается до нуля, что соответствует переходу слабины цепи на ее холостую ветвь, то есть разгрузка зуба звездочки.

Авторами проводились исследования формирования нагрузки в цепи тягового органа фронтального агрегата АФК предназначенного для выемки тонких пластов. Исследования проводились на полноразмерном стенде.

Объектом изучения были величина и характер изменения усилия транспортирования угля выемочно-доставочной машиной агрегата. Полученные данные позволяют сделать вывод, что зуб звездочки нагружен неравномерно, причем нагрузка на зуб действует на угле его поворота  $160 - 170$  град. (рис. 2). От момента зацепления ( $t.0$ ) до угла поворота, соответствующего центральному углу между соседними зубьями ( $t.1$ ),



Как следует из рис.2, характер самой нагрузки является высоко динамическим, что обусловлено характером взаимодействия рабочих органов машины со средой и местными сопротивлениями перемещения тяговой цепи.

Рассмотрим, как будут изменяться напряжения в зубе звездочки при действии на него максимальной тяговой нагрузки, т.е. на угле поворота зуба от т.0 до т.1 (см. рис.2). В качестве примера рассмотрим звездочку агрегата АФК. Исходные условия и допущения: мощность привода, «приходящаяся» на одну половину зуба  $N_{np} = 110$  кВт; к.п.д. привода 0,8; линейная скорость перемещения цепи – 1,33 м/с; составляющей силы  $P_z$  пренебрегаем, тогда  $P_x \approx P_y \approx 23,5$  кН, см. рис.1; тяговая сила  $P$  приложена в точке, лежащей на делительном диаметре звезды в среднем диаметральной сечении ее зуба.

Рассмотрим два возможных случая: зуб с ребордой и без нее, то есть консольный зуб. Учитывая сложность геометрической формы зуба и граничных условий, реальную нагрузку, для определения распределения напряженности в зубе используем метод поперечных элементов. При этом зуб был представлен в виде решетчатой структуры. Поверхность, образующая впадину зуба, была представлена в виде шести плоских сечений, причем линия впадины в каждом сечении аппроксимировалась полиномом второй степени. В результате этого были определены координаты ( $x, y, z$ ) всех узлов элементов решетчатой структуры зуба. Напряжения для плоского напряженного состояния определялись по обобщенному закону Гука в матричной форме

$$\{\sigma\} = [E] \cdot \{\varepsilon\},$$

$$\text{где матрица } \{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix},$$

$\sigma_x, \sigma_y$  – нормальные напряжения вдоль осей  $x, y$ ;

$\tau_{xy}$  – касательные напряжения;

$[E]$  – матрица упругих характеристик конечного элемента;

$\{\varepsilon\}$  – матрица деформаций.

$$[E] = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{(1-\nu)}{2} \end{bmatrix},$$

где  $E$  – модуль упругости первого рода;  $\nu$  – коэффициент Пуассона.

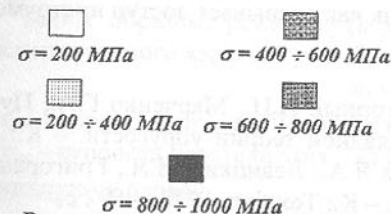
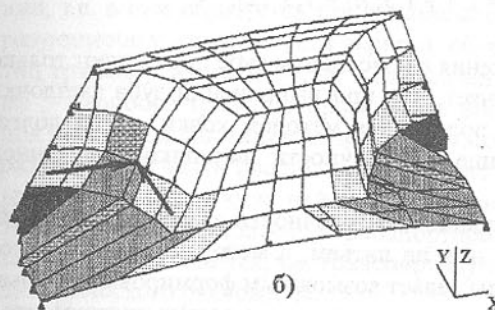
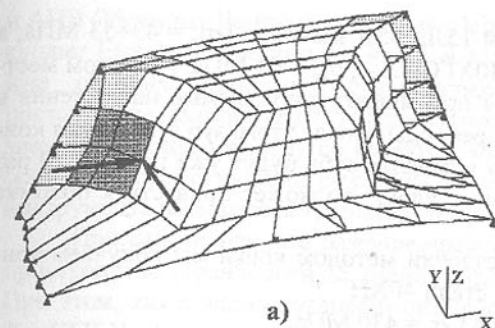


Рис.3. Распределение напряжений в тел зуба звездочки агрегата АФК( а) зуб ребордой; б) консольный зуб).

растяжение

$$\sigma_{оп} = 0,36 \sigma_B \quad [2],$$

где  $\sigma_B$  – предел прочности.

Коэффициент запаса

$$n = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3,$$

где  $n_1$  – коэффициент точности определения нагрузок, при точном определении нагрузок  $n_1 = 1,2$  [2];

$n_2$  – коэффициент неоднородности свойств материала, для литья  $n_2 = 1,7 \div 3,0$ ;

$n_3$  – коэффициент степени ответственности детали, для литья  $n_3 = 1,2$  [2].

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix},$$

где  $\varepsilon_x, \varepsilon_y$  – линейные деформации вдоль осей  $x, y$ ;

$\gamma_{xy}$  – деформация сдвига, [1].

Результаты расчета напряжений представлены графически на рис.3, откуда следует, что максимальные местные напряжения, достигающие 650 МПа, у зуба с ребордой формируются именно в ее зоне. Для консольного зуба максимальные местные напряжения достигают 1000 МПа и формируются у «заделки» зуба (рис. 3 б).

В соответствии с [2] максимально допускаемые напряжения для отливки

$$[\sigma]_л = \frac{\sigma_{оп}}{n},$$

где  $\sigma_{оп}$  – опасное напряжение;

$n$  – коэффициент запаса.

Для переменной нагрузки и работе реборды на

Тогда для литейных сталей 15Л, 35Л значение  $[\sigma]_л = 43 \div 53$  МПа, а для высоколегированной стали 30ХГСФЛ -  $[\sigma]_л = 64$  МПа. При этом местные напряжения в зоне реборды превышают допускаемые напряжения в 5÷7 раз, что приводит к поломке реборды. После этого зуб становится консольным, а местные напряжения в заделке зуба будут уже почти в 20 раз выше допускаемых для литейных сталей, что может привести к поломке самого зуба.

В случае изготовления звездочки методомковки мы получаем консольные зубья. Однако даже для стали 40ХН

$$\sigma_{on} = 0,43 \sigma_s = 430 \text{ МПа}, \\ n_1 = 1,2; n_2 = 1,3 \div 1,5; n_3 = 1,3 \quad [2],$$

Тогда  $[\sigma]_н = 200$  МПа.

При этом местные напряжения в консольном зубе превышают только в 5 раз допускаемые. Это означает, что при выполнении зуба звездочки консольной формы, звездочка, полученная методомковки, имеет долговечность минимум на 25 % выше долговечности звездочки, полученной литьем.

Следовательно, для повышения долговечности звездочек целесообразнее получать заготовки для них не литьем, а методами пластической деформации. Отсутствие реборды делает возможным формирование зубьев и ложа цепи обработкой резанием, так как открывает доступ инструмента к этим поверхностям.

**Список литературы:** 1. Подгорный А.Н., Марченко Г.А., Пустынников В.И. Основы и методы прикладной теории упругости. – К.: Вища школа, 1981. – 328 с. 2. Самохвалов Я.А., Левицкий М.Я., Григораш В.Д. Справочник техника - конструктора. – К.: Техніка, 1978. – 592 с.

Статья поступила в редакцию 23.01.2001г.

### ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ФРОНТАЛЬНОГО АГРЕГАТА

Болтян А. В., Горобец И.А., Шевцова И. В.  
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*It is shown that coal lag from travel of wining and conveying machine carriages determines both the front-end unit capacity and conveying forces of broken coal. Calculated dependence that allow to determine the rational parameters of the front-end units on the stage of analysis and designing are received.*

В настоящее время для выемки тонких пологих пластов в Украине и за рубежом разработаны и созданы фронтальный агрегаты, например, АФК

и АНВ (Украина, Донгипроуглемаш), Heitzmann – CL Miner (Германия, Vo-chumer Eisenhutte Heitzmann GmbH & Co.KG). Несмотря на конструктивные отличия принцип работы агрегатов одинаков. Их выемочно-доставочные машины (ВДМ) представляют собой конвейероструг. Рабочим элементом конвейеростругов являются каретки, некоторые из которых (рабочие каретки) оснащены режущим инструментом. Каретки без режущего инструмента называются транспортными.

При работе агрегата разрушенный уголь поступает в межкареточное пространство (транспортную ячейку), где и транспортируется каретками. При этом, как показали экспериментальные исследования, проведенные в ДонГТУ [1, 2], транспортируемый уголь находится в напряженном состоянии, т.е. в нем образуется так называемое «тело волочения». Это тело, образуемое у нижней части каретки, обуславливает два перемещения частиц транспортируемого угля: в направлении скорости резания (или, что то же, – скорости транспортирования) и вверх. Поднятый вверх уголь затем под действием сил тяжести проходит в зазор между кареткой и стенкой неразрушенной части пласта, т.е. переходит из одной транспортной ячейки в другую, следующую за ней по направлению скорости перемещения угля. Тело волочения в процессе транспортирования может разрушаться, но затем восстанавливается, т.е. транспортируемый уголь находится в состоянии динамического равновесия.

Таким образом, реальная (в направлении перемещения) скорость транспортируемого кареткой угля будет

$$v_y = v_k - v_{np},$$

где  $v_k$  – скорость перемещения каретки;

$v_{np}$  – скорость перетока угля из одной транспортной ячейки в другую, следующую за первой.

Скорость перетока угля аналогично [3] можно определить следующим образом:

$$v_{np} = \lambda \sqrt{2g[RX - \tau_0 / (\gamma f)]}, \quad (1)$$

где  $\lambda$  – коэффициент истечения (перетока) угля через зазор между кареткой и стенкой пласта (зависит от коэффициента сопротивления перемещению угля);

$g$  – ускорение свободного падения;

$R$  – так называемый гидравлический радиус зазора;

$\tau_0$  – начальное сопротивление транспортируемого угля сдвигу;

$f$  – коэффициент сопротивления перемещению угля;

$\gamma$  – насыпная плотность угля;

$X$  – коэффициент, зависящий от физико-механических свойств перемещаемого угля (чаще всего  $X = 1,6$ , [3]).

Для угля, транспортируемого ВДМ агрегата АФК  $f=0,7$ ,  $\gamma=1000$  кг/м<sup>3</sup>.

При этом  $\lambda=0,67$ , [3]. Значение  $\tau_0=330$  Па по данным экспериментальных исследований, проведенных в ДонГТУ с помощью модернизированного прибора для испытаний сыпучих тел на сдвиг, описанного в [3].

Гидравлический радиус зазора

$$R = S/L,$$

где  $S$  – площадь фактического сечения,

$L$  – фактический периметр зазора между кареткой и стенкой пласта с учетом заполнения зазора разрушенным углем.

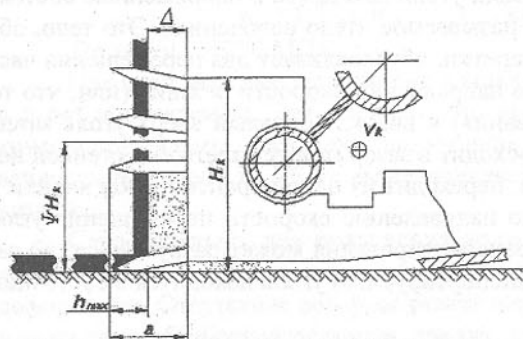


Рис.1. Схема транспортирования угля кареткой агрегата

Согласно рис.1

$$S = \Delta H = (a - h_{\max})H,$$

где  $\Delta$  – ширина зазора между кареткой и стенкой пласта;

$a$  – конструктивный вылет резца ВДМ;

$h_{\max}$  – максимальная толщина среза резцов ВДМ;

$H$  – фактическая высота сечения, или, что то же, – высота разрушенного угля в транспортной ячейке.

Поскольку

$$H = V_y/S_y = \psi V_y/S_y = \psi H_y \approx \psi H_k,$$

$$\text{то } S = (a - h_{\max})\psi H_k \text{ и } L = 2(a - h_{\max} + \psi H_k).$$

Здесь  $V_y$ ,  $V_я$  – соответственно объемы разрушенного угля, поступившего в транспортную ячейку, и транспортной ячейки;

$S_y$  – площадь поперечного сечения транспортной ячейки;

$\psi$  – коэффициент наполнения транспортной ячейки разрушенным углем;

$H_k$  – высота каретки.

$$= k_1 h_{\max},$$

где  $k_1$  – коэффициент пропорциональности. Для ВДМ агрегата АФК  $k_1=14,3\text{ м}^{-1}$ .

С учетом сказанного

$$R = \frac{(a - h_{\max})k_1 h_{\max} H_k}{2(a - h_{\max} + k_1 h_{\max} H_k)}$$

Тогда для конструктивных параметров ВДМ агрегата АФК ( $a=0,08$  м и  $H_k=0,2$  м), а также, приняв  $h_{\max}=0,07$  м, получим  $R=0,048$  м.

Подставив полученные значения параметров в (1), получим  $v_{np}=0,5\text{ м/с}$ .

При проведении экспериментальных исследований транспортирования угля ВДМ агрегата АФК было установлено, что производительность ВДМ по транспортированию угля равна нулю при  $v_k=0,4 - 0,5$  м/с, что соответствует данным, полученным расчетным путем.

Таким образом, при транспортировании угля ВДМ фронтальных агрегатов он проскальзывает, т.е. отстает от скорости перемещения каретки. Отставание угля от перемещения каретки будем характеризовать коэффициентом отставания

$$i = v_y / v_k = (v_k - v_{np}) / v_{np} = 1 - v_{np} / v_k.$$

Как было отмечено выше, транспортируемый кареткой уголь находится в напряженном состоянии. Причем, зона сдвига угля увеличивается линейно в направлении перемещения каретки. Напряжения сдвига угля ( $\tau$ ) будут равны величине его давления на лобовую часть каретки ( $p$ ). Характер изменения силы транспортирования угля аналогичен характеру изменения напряжений сдвига в плотных сыпучих телах и грунтах [4]. Указанный характер был зафиксирован как с помощью модернизированного прибора для испытания разрушенного угля на сдвиг, так и при тензометрических исследованиях процесса транспортирования угля ВДМ агрегата АФК, (рис. 2).

При этом согласно [4] напряжения сдвига, а равно и давление угля на лобовую часть каретки в зоне забоя, будут

$$p = \tau = \tau_{\max} [1 - \exp(-j/k)],$$

где  $\tau_{\max}$  – максимально возможные напряжения сдвига в транспортируемом угле (по экспериментальным данным  $\tau_{\max}=120$  кПа);

$j$  – перемещение угля, соответствующее окончанию переходного процесса в транспортируемом угле и переходу его в режим динамического равновесия;

$k$  – модуль горизонтальной деформации в транспортируемом угле, см. рис. 2. Математическое ожидание величины  $k=0,1$  м.

Как показали экспериментальные исследования, значение  $j$  соответствует перемещению каретки на величину  $x=0,3$  м. При этом с учетом отставания угля величина  $j=i x$ .

Задав три возможных рабочих скорости перемещения каретки ВДМ агрегата 1,1, 1,3 и 1,6 м/с, рассчитаем значения максимальных давлений угля на лобовую часть каретки, расположенную у забоя, при транспортировании ею полезного ископаемого, см. таблицу 1.

Таблица 1. Расчетные и экспериментальные значения максимальных давлений угля на лобовую часть каретки

| $v_k$ , м/с | $i$  | $j$ , м | $p_{\max}$ , кПа |           |
|-------------|------|---------|------------------|-----------|
|             |      |         | расчет           | эксперим. |
| 1,1         | 0,54 | 0,16    | 95,7             | 90,0      |
| 1,3         | 0,62 | 0,18    | 101,0            | 108,0     |
| 1,6         | 0,69 | 0,21    | 120,0            | 119,0     |



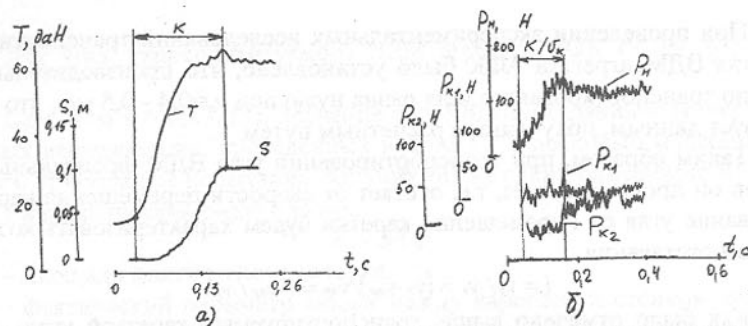


Рис.2. Фрагменты осциллограмм: а) испытания разрушенного угля на сдвиг ( $T$  – сила перемещения подвижной платформы прибора;  $S$  – перемещение подвижной платформы;  $t$  – время); б) силы, действующей на лобовую часть каретки АФК при транспортировании угля ( $P_n$  – нормальная составляющая силы;  $P_{k1(2)}$  – касательные составляющие силы: 1 – по длине; 2 – по высоте каретки).

В таблице 1 также приведены экспериментально зафиксированные значения указанного давления угля. Из таблицы 1 следует: расчетные данные совпадают с экспериментальными с погрешностью, не превышающей 6%. Это дает основание утверждать о достаточной сходимости данных и адекватности предложенной математической модели отставания угля от перемещения каретки и формирования давлений угля на ее лобовую часть.

Таким образом, давление угля на лобовую часть каретки фронтально-го агрегата, расположенную у забоя, определяется:

- физико-механическими свойствами транспортируемого угля (коэффициентом сопротивления перемещению угля, его плотностью, начальным сопротивлением сдвигу, максимально возможными напряжениями сдвигу, модулем деформации);
- отставанием угля от перемещения каретки, которое, в свою очередь, зависит от:
- конструктивных особенностей ВДМ агрегата (высота каретки, конструктивного радиального вылета резца);
- режима работы агрегата (максимальной толщины среза и скорости перемещения кареток).

Разработанные зависимости можно использовать при проектировании и выборе рациональных параметров (шага кареток, их формы, скорости перемещения кареток, мощности привода и т. д.) ВДМ фронтальных агрегатов для тонких пологих пластов.

**Список литературы:** 1. Теория рабочего процесса выемочно-доставочной машины фронтального агрегата для тонких пологих пластов / Н.Г.Бойко, В.Г.Нечепанев, Е.Н.Бойко, А.В.Болтян // Разработка месторож-

дений полезных ископаемых.- К.: Техника, 1991.- Вып. 88.- С.3-16. 2. Болтян А.В., Бойко Н.Г., Бойко Е.Н. Распределение давления угля по ширине каретки при транспортировании его выемочно-доставочной машиной фронтального агрегата // Известия вузов. Горный журнал.- 1991.- № 7.- С. 77-79. 3. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов.- М.: Машиностроение, 1964.- 241с. 4. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств.- М.: Машиностроение, 1982.- 284 с.

Статья поступила в редакцию 28.01.2001г.

## ТРИБОЭФФЕКТ САМООРГАНИЗАЦИИ СМАЗОЧНОЙ КОМПОЗИЦИИ ПРИ ТРЕНИИ СКОЛЬЖЕНИЯ

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

*It's ascertained that by tribosystem detail materials' selection is necessary to count with compatibility of lubricating composition*

Исследованиями Н.А. Буше [1] установлена совместимость трущихся поверхностей деталей при трении скольжения. В исследованиях автора [2,3] показано, что минимальная скорость изнашивания поверхностей сопряженных деталей подшипника скольжения достигается в том случае, когда созданная в процессе финишной обработки в поверхностном слое (ПС) дислокационная структура имеет у обоих материалов одинаковую характеристику, выраженную отношением текущего значения показателя дислокационной насыщенности [4] к его оптимальной величине. В этом случае, по-видимому, энергетическое состояние материалов ПС деталей трибосопрежений в силу их совместимости оказывается одинаковым.

Как известно, большинство подшипников скольжения работают в условиях гидродинамической смазки, в которой возможно возникновение структурной самоорганизации вследствие упорядочения фрагментов используемой смазочной композиции [5]. Основными причинами упорядочения структуры смазочной композиции в гидродинамическом зазоре трибосистем можно считать следующие:

- структуризация смазочной композиции под действием давления сопряженных поверхностей деталей трибосистем;
- структуризация смазочной композиции в результате перераспределения и диссипации поверхностной энергии;
- структуризация смазочной композиции под действием относительного движения поверхностей сопряженных деталей.

В то же время в процессе самоорганизации трибологических систем важное место занимает структуризация смазочной композиции, связанная с совместимостью материалов движущихся поверхностей сопряженных деталей, так как только в этих условиях возникают динамические структуры

с заданной поляризации. Выдвинута гипотеза о том, что каждому состоянию материалов деталей трибосистемы соответствует вполне определенный состав смазочной композиции, при которой показатели трения для данного трибосопряжения и условий его функционирования приобретают минимальные значения в области самоорганизации, следующей за бифуркационной точкой. Другими словами, для каждой трибосистемы существует совместимость состава смазочной композиции с материалами деталей трибосопряжения.

Изучение реальных смазочных композиций, используемых в трибосистемах, позволило установить, что зависимость силы трения от нагрузки имеет сложный характер с рядом максимумов и минимумов, количество которых зависит от состава смазочной композиции, ее основы и присадок. Следует отметить, что в этой зависимости может быть несколько бифуркационных точек, так как их количество во многом определяется числом присадок в смазочной композиции. Такое сложное поведение смазочной композиции в узле трения, связанное с переходом трибологической системы из одного стационарного состояния в другое, характеризуется разными последовательностями трибохимических реакций, обеспечивающих модификацию сопряженных поверхностей деталей трибосопряжения. Интересно, что в проведенных экспериментальных исследованиях изменение электрического сопротивления фрикционного контакта сопряженных поверхностей деталей однозначно коррелирует с изменением силы трения. На рис.1 приведены зависимости силы трения  $F_{mp} = f_2(p)$  и электрического сопротивления  $R = f_3(p)$  от нагрузки  $p = f_1(\tau)$  за время функционирования трибосистемы  $\tau$ , из анализа которых можно сделать вывод о том, что бифуркационные точки силы трения  $F_{mp}$  совпадают с резким снижением

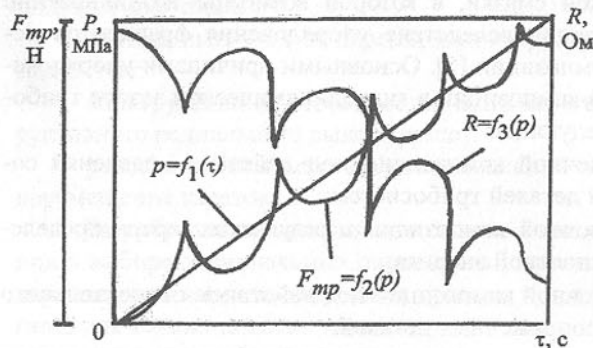


Рис.1. Графики изменения силы трения  $F_{mp}$  и электросопротивления  $R$  трибосистемы при линейном возрастании нагрузки  $p$  от времени испытания  $\tau$

электросопротивления фрикционного контакта  $R$  не зависимо от состава смазочной композиции. Резкое снижение силы трения  $F_{mp}$  и

электросопротивления  $R$  в зоне контакта сопряженных поверхностей деталей трибосистемы после бифуркационных точек объясняется структурированием смазочной композиции, выраженным в упоря-

доченном расположении поляризованных фрагментов. Однако степень структурирования используемой смазочной композиции зависит от совместимости ее состава с материалами деталей трибосистемы и состояния дислокационной структуры их ПС.

Детальное исследование трибозффекта самоорганизации трибосистемы показывает, что химический состав и свойства применяемого смазочного материала предопределяют как возможность, так и область проявления самоорганизации при трении, необходимым условием для которой служит наличие в смазочной композиции достаточного количества молекул (или других элементов) с ясно выраженной анизотропией поляризуемости. При этом увеличение анизотропии поляризуемости активного компонента смазки (например, присадки) приводит к сдвигу первой бифуркационной точки в область более высоких нагрузок и расширению области аномальности гидродинамического трения, в то время как повышение объемной температуры смазочной композиции сужает область функционирования трибосистемы с аномальными параметрами трения, сдвигая их в сторону меньших нагрузок.

На указанные особенности трибологического эффекта самоорганизации трибосистемы в условиях усталостного изнашивания большое влияние оказывает дислокационное строение материала поверхностного слоя сопряженных деталей. Для установления закономерностей этого влияния на машине торцевого трения [6] проведены исследования различных по составу материалов трибосистем, работающих при равномерно меняющейся нагрузке от 5 МПа до 35 МПа со скоростью нарастания  $\Delta p = 0,1$  МПа/с и скорости скольжения  $V_{ск} = 0,4$  м/с. Предварительно поверхности исследуемых образцов и контртел подвергались шлифованию, обкатке или абразивной доводке текстолитовым притиром для получения в материале поверхностного слоя различных значений показателя  $(K_p)_{mek}$ . При этом шероховатость поверхностей варьировалась в диапазоне  $R_a = 0,2-0,32$  мкм. Согласно данным, приведенным в работах [2-4], были приняты следующие оптимальные значения показателя дислокационной насыщенности материалов ПС: для сталей с преимущественной ОЦК кристаллической решеткой  $(K_p)_{opt} = 90$ , для сталей с преимущественной ГЦК кристаллической решеткой  $(K_p)_{opt} = 110$ .

Исследования проводились при использовании следующих составов смазочных композиций (мас. %):

1 — фенолформальдегидная смола—0,5; глицерин—2,2; масло И-50А—остальное;

2 — фенолформальдегидная смола—0,5; кристаллический йод—0,12; стеарин—2,2; масло И-50А—остальное;



3 – фенолформальдегидная смола–0,5; кристаллический йод–0,12; стеарин–2,2; тонко измельченный свинец–1,5; масло И-50А–остальное;

4 – тонко измельченный свинец–1,5; смазка ЦИАТИМ 201–остальное.

В экспериментах фиксировались сила трения  $F_{тр}$ , давление поверхностей  $p$  и продолжительность трения  $\tau$  до момента появления бифуркационной точки. Предварительно образцы прирабатывались в течение 60с при нагрузке  $p=5\text{МПа}$  и скорости скольжения  $V_{ск} = 0,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ . Результаты исследований, полученные как средние по десяти последовательно проведенным экспериментам, приведены в табл.1, анализ которой показывает, что при выборе смазочной композиции для конкретного трибосопряжения необходимо учитывать не только химический состав смазочных материалов, концентрацию присадок, технологию их введения и условия применения [7], но и совместимость смазочной композиции с материалами поверхностей деталей трибосистемы и их дислокационную структуру.

Таблица 1. Результаты экспериментальных исследований совместимости материалов деталей и смазочной композиции в трибосистеме.

| Образец     |                                | Контртело   |                                | Состав смазочной композиции | $p$ , МПа | $F_{тр}$ , Н | $\tau$ , с |
|-------------|--------------------------------|-------------|--------------------------------|-----------------------------|-----------|--------------|------------|
| Марка стали | $(K_p)_{тек}$<br>$(K_p)_{онт}$ | Марка стали | $(K_p)_{тек}$<br>$(K_p)_{онт}$ |                             |           |              |            |
| 40Х         | 0,78                           | 40Х         | 0,73                           | 1                           | 18,5      | 25           | 135        |
| 40Х         | 0,75                           | 40Х         | 0,76                           | 2                           | 2,05      | 22           | 155        |
| 40Х         | 0,77                           | 40Х         | 0,78                           | 3                           | 26,0      | 18           | 210        |
| 40Х         | 0,76                           | 40Х         | 0,77                           | 4                           | 28,5      | 17           | 235        |
| 40Х         | 1,00                           | 40Х         | 1,23                           | 1                           | 16,0      | 23           | 110        |
| 40Х         | 1,02                           | 40Х         | 1,36                           | 4                           | 24,5      | 15           | 195        |
| 40Х         | 1,03                           | 110Г13Л     | 1,00                           | 1                           | 21,0      | 19           | 160        |
| 40Х         | 1,02                           | 110Г13Л     | 1,03                           | 2                           | 24,5      | 20           | 195        |
| 40Х         | 1,01                           | 110Г13Л     | 1,00                           | 3                           | 28,0      | 23           | 230        |
| 40Х         | 1,01                           | 110Г13Л     | 1,02                           | 4                           | 31,5      | 26           | 265        |
| 110Г13Л     | 1,02                           | 110Г13Л     | 1,05                           | 1                           | 24,0      | 18           | 190        |
| 110Г13Л     | 1,03                           | 110Г13Л     | 1,03                           | 4                           | 34,5      | 25           | 295        |
| 20ХН        | 0,95                           | 35ХГСА      | 1,01                           | 1                           | 22,5      | 20           | 175        |
| 20ХН        | 1,02                           | 35ХГСА      | 0,98                           | 4                           | 30,5      | 24           | 255        |
| 35ХГСА      | 0,82                           | 35ХГСА      | 0,79                           | 2                           | 23,5      | 21           | 185        |
| 35ХГСА      | 0,80                           | 35ХГСА      | 0,82                           | 4                           | 29,0      | 24           | 240        |

Список литературы: 1. Буше Н.А. Трение, износ и усталость в машинах (Транспортная техника): Учебник для вузов. –М.: Транспорт, 1987. – 223с. 2. Бутенко В.И. Формирование и изнашивание поверхностного слоя детали. –Таганрог: Изд-во ТРТУ, 1999. –192с. 3. Чистяков А.В., Бутенко

В.И. Обеспечение качественных и эксплуатационных показателей поверхностного слоя деталей при металлообработке. –Новочеркасск: Изд-во НГТУ, 1997. –207с. 4. Бутенко В.И., Морозов О.В., Пушкарный А.В. Комплексный показатель для технологического обеспечения и прогнозирования износостойкости деталей //Известия ТРТУ, Таганрог, 1997, №1. –С.155-157. 5. Кужаров А.С., Кравчик Кшиштоф. Экспериментальное исследование самоорганизации в условиях гидродинамической смазки /В кн.: Новые технологии управления движением технических объектов. Материалы 2-ой Всероссийской научно-технической конференции. –Новочеркасск, 1999, т.2. –С.124-126. 6. Дробот С.Н., Бутенко В.И., Малунин А.Д., Новохацкий М.В. Динамометр для измерения моментов трения /В кн.: Исследования в области физики резания, трения и износа: Труды ин-та. –Новочеркасск: Изд-во НПИ, 1975. –С.56-59. 7. Качество машин: Справочник: В 2<sup>х</sup> т. Т.2. /А.Г. Суслов, Ю.В. Гуляев, А.М. Дальский и др. –М.: Машиностроение, 1986. –430с.

Статья поступила в редакцию 30.01.2001г.

## СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД К ОБЕСПЕЧЕНИЮ СУДОВ МОРСКОГО И РЕЧНОГО ФЛОТА ВОССТАНОВЛЕННЫМИ ЗАПАСНЫМИ ЧАСТЯМИ

Вальков А.А.<sup>1</sup>, Кривошеков В.Е.<sup>2</sup>, Молодцов Н.С.<sup>2</sup>, Фадеев В.И.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>(Управление "Черноморпуть", Одесса, Украина),

<sup>2</sup>(Одесская государственная морская академия, Одесса, Украина)

*In the report the new principles of maintenance of ships by spare parts are submitted, the system analysis of a problem of restoration of the worn out details is executed and the practical ways on realisation of opportunities of reduction of the operational charges, economy of material resources and increase of reliability of ship machines are planned*

Одной из составляющих затрат на техническую эксплуатацию флота (ТЭФ) являются затраты на запасные части (ЗЧ) судовых технических средств (СТС). Действовавшая до последнего времени централизованная в рамках бывшего Министерства морского флота СССР система снабжения судов ЗЧ создала их запас, оцениваемый в среднем стоимостью до 3% балансовой стоимости всего флота. Эти запасы превышали нормативы и реальную потребность в определенных изделиях в 2,0 – 3,5 раза и, несмотря на это, по некоторым узлам и деталям СТС имел место постоянный дефицит. Созданная на базе плана производственной кооперации отраслевая система восстановления изношенных деталей (ВИД), призванная снизить валютные затраты на закупку ЗЧ, не дала ожидаемого эффекта. Резервы возможного восстановления использовались в среднем не более чем на 20%, а надежность восстановленных и изготовленных на судоремонтных



заводах деталей зачастую не превышала 30% надежности аналогичных фирменных деталей.

Изменение форм собственности, становление независимых государств – стран содружества, ликвидация общесоюзного министерства, дальнейшее старение флота и целый ряд других причин привели к необходимости разработки новой системы в обеспечении судов запасными частями. Причем актуальность этой проблемы возрастает в настоящее время для каждой отдельной судоходной компании и групп компаний в рамках одного региона или национального государства.

Деятельность судоходных компаний в области ТЭФ может характеризоваться целым рядом показателей, важнейшим из которых являются расходы денежных средств и времени. Составной частью общей системы технического обслуживания (ТО) и ремонта флота является подсистема обеспечения судов запасными частями, эффективность функционирования которой обеспечивает снижение денежных и временных расходов на техническую эксплуатацию в целом.

Проблема запасных частей СТС, в частности судовых дизелей, имеет давнюю историю. Еще в 1934 г. отмечалось [1], что “старые дизели исправно работают уже 30 лет и неизвестно еще, когда настанет придел их полезного существования. Дизелестроительные заводы затрачивают на изготовление ЗЧ около 10% своих производственных мощностей, но не удовлетворяют и малой доли существующего спроса”. Автор статьи предлагал организовать мощное специализированное производство “Диззапчасть”.

Живучесть этой проблемы и сегодня, на наш взгляд, обеспечивается тем, что запасные части относятся одновременно к двум противоречащим категориям: инженерно-технической (натурально-вещественной) и стоимостной (бухгалтерско-учетной)[2].

И если судовой механик неотягощенный бухгалтерскими расчетами, требует необходимые запасные части обычно впрок, то бухгалтерия, лишая всякого представления о функционировании и техническом состоянии судовых механизмов, обычно отказывает ему в этом, экономя денежные средства, и также впрок. При этом у механика остается достаточно много мастерства, чтобы в этих условиях механизмы “крутились”, а у бухгалтера имеется еще много статей, чтобы оприходовать сэкономленные средства. С другой стороны, при возникновении сверхнормативных запасов ЗЧ в денежном выражении и угрозе банковских санкций, бухгалтерия представляет судовому механику запасные части безо всякой его заявки, а последний их берет, не подозревая, что увеличивает тем самым статью расходов на ТО и ремонт.

Попадая на судно, все запасные части становятся обезличенными и не охваченными бухгалтерским учетом, хотя на судне формально есть материально ответственные лица. При таком положении, с одной стороны,

создается скрытый и совершенно бесконтрольный запас, с другой, – искусственно завышаются расходы на ТО и ремонт флота, а в итоге – на себестоимость производственного (транспортного) процесса. Парадоксальная ситуация и живучесть проблемы запасных частей обеспечивается еще и тем, что ответственность за них, как инженерно-техническую категорию, возлагается на одно структурное подразделение управления судоходной компании, а как стоимостную – на другое. Отсюда возникает несбалансированность интересов между структурными подразделениями одной судоходной компании, что позволяет не решать проблему запасных частей, а создавать видимость ее “бурного” решения.

Существует два генеральных направления в решении проблемы обеспечения судов запасных частей и эффективного их использования [3, 4] – это снижение потребности в запасных частях и удовлетворение потребности в них.

Второй путь, по сути, является экстенсивным, направлен на постоянное увеличение объемов их производства (закупки) и характерен для развития всего народного хозяйства бывшего СССР. Первый путь наиболее сложен, по сути, является интенсивным и требует в первую очередь определения достоверной потребности в запасных частях с учетом уже имеющихся складских запасов и динамики изменения технического состояния СТС. Он предполагает уменьшение объемов судового и берегового запасов, выявление нереализованных остатков, ограничение запаса до разумных пределов, высвобождение застывших оборотных средств, сокращение расходов на хранение, уменьшение потребности в складских помещениях.

Анализ опыта обеспечения судов запасными частями за рубежом показывает [5], что судоходные иностранные компании следуют принципу: “на судне в любое время должно быть достаточное количество запасных частей но не более чем необходимо”. Норвежские исследователи предложили для судоходных компаний еще в 60-е годы следующую схему оптимизации запасов ЗЧ: в основу кладется табельный запас – требования классификационного общества; с судов в вычислительный центр компании поступают извещения об их движении; в память ЭВМ вводятся данные по номенклатуре, количеству, стоимости и другим показателям; по полученным с судов заявкам, судоходная компания оформляет соответствующий заказ; ЭВМ по специальной программе обрабатывает данные статистики отказов, сопоставляет и анализирует результаты, после чего вносятся изменения в номенклатуру и количество запасов; примерно два раза в год производится переучет запасных частей и вносятся изменения в память и программу ЭВМ.

На кораблях ВМС Великобритании создана компьютерная система расходования запасных частей [6]. Эта система информирует об их количестве на борту каждого судна, сопоставляет наличие с необходимым ко-

личеством и дает сведения о расходовании по единицам оборудования. Кроме того, система ведет учет их стоимости по всему флоту и анализирует расходы на обеспечение ими кораблей отдельных классов.

Проведенный анализ зарубежных систем ТО и ремонта судов показывает, что характерной чертой для них является: минимизация расходов на запасные части, широкое использование компьютеров и другой оргтехники, сокращение централизованных регламентаций и расширение возможностей принятия решений самим главным (старшим) механиком на судне [7]. Отечественные системы, к сожалению, лишены перечисленных черт, что делает очевидным неоправданность действующего до последнего времени на флоте порядка заказа, планирования, производства, распределения, создания запасов ЗЧ и управления ими [8]. Отсюда новая концепция обеспечения судов запасными частями как система взглядов состоит, по нашему мнению, в необходимости реализации следующих принципов:

- разработку нормативно-правовой базы и перераспределение функциональных обязанностей между структурными подразделениями судоходных компаний в области обеспечения судов запасными частями;
- организацию контроля и учета за движением запасных частей на каждом судне вплоть до возможного перехода на уровень бухгалтерского учета с назначением материально ответственных лиц, подотчетных бухгалтерии;
- классификацию, кодификацию номенклатуры запасных частей и компьютеризацию основных информационных данных;
- внедрение научно обоснованных норм расходов ЗЧ и организация контроля за их выполнением;
- разработку и внедрение многоуровневой (судно – группа судов – флот) системы оценки и контроля показателей надежности запасных частей;
- разработку и своевременное введение в действие дифференцированных нормативов потребности запасных частей с учетом достигнутых показателей надежности и восстанавливаемости деталей, особенностей эксплуатации и организации технического обслуживания и ремонта;
- перераспределение средств на восстановление изношенных деталей и создание расширенного собственного производства по восстановлению и предоставлению связанных с этим услуг;
- проведение необходимых закупок фирменных деталей, изготовление новых и восстановление изношенных по децентрализованным заявкам с судов в местах их технического обслуживания и ремонта, а также возникновения аварийных ситуаций.

Реализацию принятой концепции следует проводить в направлении системного анализа по следующим этапам:

- конкретизация объекта исследования, постановка целей и задание критериев;

- выделение исследуемой системы и ее структуризация;
- составление математической модели: параметризация (оценка параметров системы), установление зависимостей между выделенными параметрами, упрощение описания системы путем выделения подсистем и определения их иерархии, окончательную фиксацию целей и критериев;
- оптимизация математической модели системы, прогнозирование ее поведения и разработка технических рекомендаций для практического использования.

Известно [9,10], что структуризация системы является основным этапом реализации системного подхода и предполагает изучение или организацию связей и отношений между элементами системы. При этом различают системы с постоянной и переменной структурами. Последняя структура характеризуется подвижностью, формируется применительно к условиям функционирования системы. Свойства структуры системы во многом обуславливают ее поведение. Если система не полностью поддается количественному анализу, требует и качественного описания, то она является слабоструктурированной. Но и в этом случае исследование системы начинается с ее структуризации, т.е. расчленения на такие части, которые можно преобразовать в эквивалентные “хорошо определенные” задачи. После их решения производится синтез на новом, более высоком уровне понимания проблемы.

Сложная система обычно обладает иерархической структурой, где наряду с вертикальными связями действуют горизонтальные. Ей присуще также свойство целостности: изменения, возникающие в каком-либо из ее элементов, сказываются на других элементах и на функционирование системы в целом. Следовательно, сложную систему невозможно исследовать иначе, чем, разбив на подсистемы, потому, что неоднородность каждой из

них требует для своего описания иного языка. На основании изложенного, а также с учетом ранее выполненных исследований [8,10], предлагается следующая структурная схема и место подсистемы обеспечения судов запасными частями в макросистеме ТЭФ, которая представлена на рис. 1.

Анализ рис.1 показывает, что обеспечение запасными частями ТО и ремонта флота осуществляется пу-



Рис. 1. Структурная схема и место систем обеспечения судов запасными частями макросистеме технической эксплуатации флота.

тем закупки фирменных, изготовления новых и восстановления изношенных деталей. При этом существует ярко выраженная горизонтальная связь восстановления изношенных деталей с изготовлением новых и закупкой фирменных: чем выше объемы ВИД, тем меньше потребность в закупке фирменных и изготовлении новых. Поскольку парк судовых механизмов морского и речного флота Украины на 50 и более процентов состоит из машин иностранного производства, то актуальность проблемы ВИД, как основного средства по уменьшению затрат на техническую эксплуатацию флота в части обеспечения его запасными частями, становится очевидной.

На рис. 2 и 3 представлены структурные схемы системы обеспечения судов запасными частями и ее подсистемы восстановления изношенных деталей.

На рис. 4 представлена схема взаимного влияния различных факторов в системе ВИД.

Все эти схемы являются результатом выполненной структуризации системы и выделения вполне определенных задач, последовательное решение которых обеспечивает решение проблемы в целом.

Система обеспечения судов запасными частями, по определению, представляет собой совокупность взаимосвязанных организационно-технических мероприятий, средств, объектов и исполнителей, необходимых и достаточных при имеющихся ресурсах для получения максимально-го технико-экономического эффекта. При этом целевой функцией системы является минимизация затрат судовладельца на запасные части при ТО и ремонте судов путем максимизации объемов ВИД.

Для принятой целевой функции разработана следующая модель системы при линейной зависимости между объемом восстановления и денежными затратами [10]:

$$C = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n C_{ij} X_{ij} \rightarrow \max \quad (1)$$

при условиях:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n a_{kij} x_{ij} &\leq B_k; \\ S_{ij} &\leq X_{ij} \leq I_{ij}; C \leq C'; \end{aligned} \quad (2)$$

где  $C$  – максимальный объем восстановления;

$C_{ij}$  – стоимость восстановленной детали  $i$ -го наименования  $j$ -механизма;

$x_{ij}$  – количество деталей;

$C'$  – планируемый объем изготовления;

$a_{kij}$  – затраты ресурсов  $k$ -го вида на восстановление деталей;

$B_k$  – объем ресурсов  $k$ -го вида;

$S_{ij}$  – минимальный планируемый объем восстановления деталей;

$I_{ij}$  – фонд изношенных деталей;

$m, n, r$  – количество соответственно наименований деталей  $j$ -го механизма, марок механизмов, видов ресурсов;

$i, j, k$  – индексы номенклатуры деталей, механизмов и ресурсов соответственно.

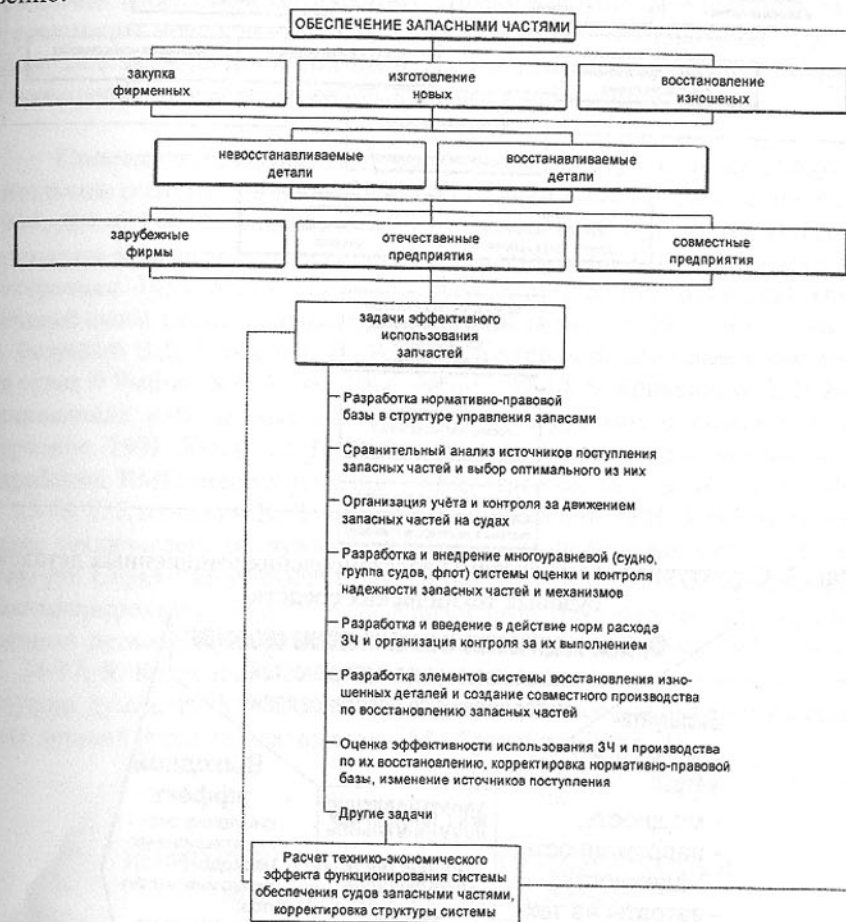


Рис. 2. Структурная схема системы обеспечения судов запасными частями.

Критериями оптимизации модели системы являются максимумы объемов восстановления, выраженные в стоимостных и натуральных показателях. Поскольку в настоящее время математическая модель системы не может быть выражена в критериальном виде (не проводятся системные исследования по рассматриваемой проблеме, не фиксируется информация по движению запасных частей в натуральном и денежном выражениях, отсутствуют параметры для оптимизации математической модели), то необхо-



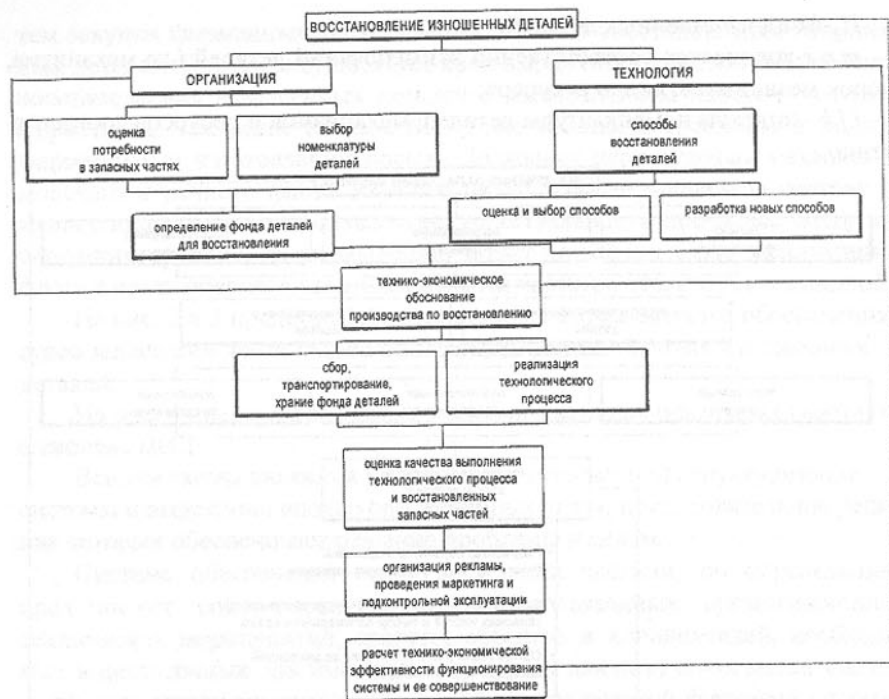


Рис. 3. Структурная схема системы восстановления изношенных деталей судовых технических средств.

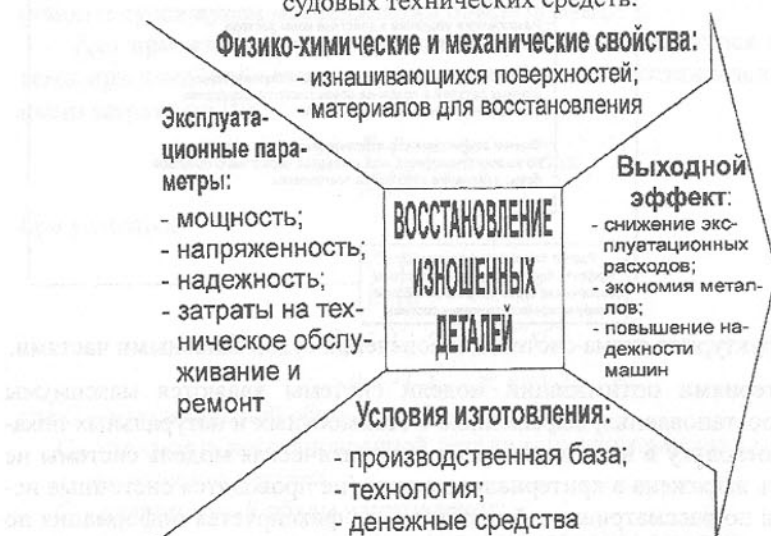


Рис. 4. Схема взаимного влияния различных факторов в системе восстановления изношенных деталей.

димо поэтапное решение задач каждого элемента в подсистемах, представленных на рис. 2 и 3.

Разработанные принципы обеспечения судов запасными частями, выполненный системный анализ проблемы и определение ее концепции позволяют перейти к практическому решению вполне определенных задач и реализации неиспользованных до настоящего времени возможностей по снижению эксплуатационных расходов, экономии материальных ресурсов и повышению надежности судовых машин и механизмов.

**Список литературы:** 1. Щуров М.В. К вопросу о планово предупредительном ремонте и о производстве запасных частей // Дизелестроение.-1934.-№4.-С.2-4. 2. Андриенко В.Г, Ефимов В.К. Некоторые исходные принципы повышения эффективности использования СЗЧ ДВС // Двигателестроение.-1983.-№11.-С.43-46. 3. Мещеряков Г.В, Липайкин П.Н. Обеспечение судов запасными частями // Рыбное хозяйство.-1985.-№4.-С. 40-42. 4. Безуглый В.Д, Вожжов С.П. Усилить контроль за движением запчастей на судах // Рыбное хозяйство.-1986.-№5.-С. 39-40. 5. Кривошеков В.Е. Восстановление изношенных деталей: анализ зарубежного опыта // Судостроение.-1991.-№6.-С. 35-38. 6. Система контроля расходования запчастей кораблями ВМС Великобритании // Судостроение за рубежом.-1983.-№1.-С.15-18. 7. Кагышев И.К, Чапкис Д.Т, Бржежинский Ю.И. Зарубежные системы технического обслуживания морских транспортных судов // Обзор информ. Серия "Зарубежное судоходство".- Вып. №4. (34).- М.: В/О Мортехинформреклама, 1986.-21 с. 8. Кривошеков В.Е. Восстановление изношенных деталей: пути решения проблемы // Судостроение.- 1992.- № 10.- С. 34-37. 9. Колесников Л.А. Основы теории системного подхода -Киев: Наукова думка, 1988.-172 с. 10. Молодцов Н.С. Восстановление изношенных деталей судовых механизмов - М.: Транспорт, 1988.-182 с.

Статья поступила в редакцию 26.01.2001г.

## КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ ТРУДОЕМКОСТИ МЕХАНОСБОРОЧНЫХ РАБОТ

Водолазская Н. В. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*In a paper the questions connected to problems originating at assembly in a modern machine industry are given. Expenditures of time at manufacture of workpieces depending on types of manufacture and in different branches of a machine industry are considered. The datas on complexity of assembly operations on different aspects of the equipment on NKMZ are submitted. The structure of an assembly of workpieces of unit and small-batch manufacture is shown.*

Условия достижения высоких эксплуатационных качеств машины не ограничиваются созданием ее удачной конструкции или применением соответствующих материалов для изготовления ее деталей. Не гарантирует этих качеств и высокоточное изготовление деталей с обеспечением оптимального состояния поверхностных слоев их сопряженных или рабочих поверхностей. Достижение заданных параметров изготовления машины в значительной степени зависит от выполнения всех требований технологического процесса сборки и рационального планирования трудоемкости сборочных операций.

В разных отраслях машиностроения доля сборочных работ различна (рис 1) и ее можно представить в виде следующей диаграммы (в процентах от общей трудоемкости изготовления машин и приборов):

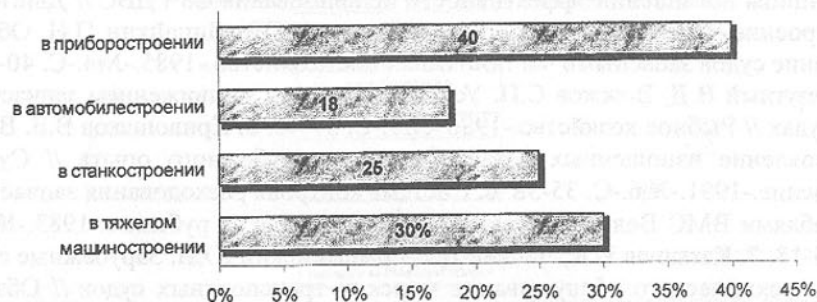


Рис. 1. Диаграмма доли сборочных работ в различных отраслях машиностроения

Трудоемкость сборочных работ в машиностроении составляет в среднем от 20-70 % [1] от трудоемкости изготовления изделий, занимая второе место после механической обработки. В настоящее время имеет место тенденция относительного увеличения трудозатрат на сборку. Такое положение объясняется общими трудностями и проблемами экономического развития Украины, а также специфическими особенностями механизации и автоматизации сборочных процессов. Например, в машиностроении механизировано, как и 20 лет назад [2] только около 25% сборочных операций и значительно меньше автоматизировано. В основном это имеет отношение к массовому и крупносерийному производству, единичное и мелкосерийное производство имеют уровень еще ниже [1]. Весьма эффективным путем снижения трудоемкости сборочных работ для массового и крупносерийного производства является применение технологической оснастки на основе агрегатирования сборочного оборудования. Пользуясь этим принципом, из сравнительно ограниченного числа деталей удается создавать самые разнообразные сборочные приспособления.

Таким образом, тип производства оказывает решающее влияние на технологию и организацию сборочных работ, на принципы разработки

технологических процессов. Зависимости затрат времени на сборочные работы от типа производства (в процентах от общей трудоемкости изготовления машин) представлены на рис 2:

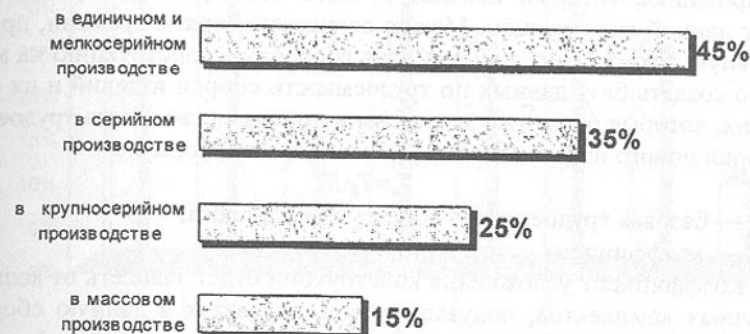


Рис. 2. Диаграмма распределения трудоемкости по типам производства

В условиях единичного и мелкосерийного типов производств основная часть сборочных работ выполняется на общей сборке и лишь малая их доля осуществляется над отдельными сборочными единицами. С увеличением серийности производства сборочные работы все больше раздробляются по отдельным сборочным единицам, и в условиях массового и крупносерийного типов производств объем узловой сборки становится равным или даже превосходит объем общей сборки (таблица 1). Это в значительной мере способствует механизации и автоматизации сборочных работ и повышает их производительность.

Таблица 1. Структура слесарно-сборочных работ в различных типах производства (в процентах к общей трудоемкости сборки) [3].

| Вид сборочных работ | Тип производства |               |                |                |          |
|---------------------|------------------|---------------|----------------|----------------|----------|
|                     | Единичное        | Серийное      |                |                | Массовое |
|                     |                  | Мелкосерийное | Среднесерийное | Крупносерийное |          |
| Слесарные работы    | 25-30            | 20-25         | 15-20          | 10-15          | -        |
| Узловая сборка      | 5-10             | 10-15         | 20-30          | 30-40          | 45-60    |
| Общая сборка        | 60-70            | 60-70         | 50-65          | 45-60          | 40-55    |

Большая трудоемкость слесарно-сборочных работ не только существенно увеличивает общую трудоемкость изготовления машин, но и приводит к значительному ухудшению экономических показателей работы предприятия, связанному с большим скоплением на сборке дорогостоящих готовых деталей и узлов, увеличивающим стоимость незавершенного про-

изводства предприятия и снижающим оборачиваемость оборотных средств. При нормировании трудоемкости изделия исходят из расчета штучно-калькуляционного времени, полагаясь, в основном, на профессионализм нормировщика, который использует либо статистические данные, либо аналог данной конструкции. Можно сократить затраты времени, применяя модульную технологию, т.е., разбивая сборочную конструкцию на модули. Можно создать базу данных по трудоемкости сборки изделий и их составляющих, которые были уже запущены в производство. Тогда трудоемкость  $T_n$  сборки нового изделия можно рассчитывать по формуле:

$$T_n = T_b \cdot K,$$

где  $T_b$  — базовая трудоемкость конструкции-аналога;

$K$  — коэффициент усложнения конструкции.

Коэффициент усложнения конструкции будет зависеть от количества сборочных комплектов, подузлов, узлов, входящих в данную сборочную единицу; от качества сборки, от степени сложности соединений и от ряда других параметров. Это позволит сократить время на подготовку производства, а также снизить трудоемкость сборочных работ.

Следует отметить, что основная часть (50 – 85 %) [4] слесарно-сборочных работ представляет собой ручные работы, требующие больших затрат физического труда высокой квалификации рабочих. Особенно это характерно для условий единичного и мелкосерийного производства, доля продукции которого в общем объеме выпуска машиностроительных изделий наибольшая, а уровень механизации слесарно-сборочных работ весьма низок.

В качестве примера на рис. 3 представлена трудоемкость слесарно-сборочных работ по различным видам производимого на ЗАО НКМЗ оборудования.

Специфика сборки машин в условиях единичного и мелкосерийного производства характеризуется прежде всего трудностями механизации и автоматизации из-за частой смены номенклатуры изделий, а это требует применения широкоуниверсальных технологических средств. Однако при их применении на конкретных технологических операциях реализуется лишь небольшой процент их технологических и технических возможностей. С другой стороны, в результате определенной непредсказуемости (особенно характерной для производства в условиях рыночной экономики) номенклатуры деталей, изготавливаемых на протяжении календарного года, предприятие вынуждено иметь заведомо избыточный набор технологических средств, некоторая часть которых может оказаться невостребованной. Таким образом, необходимость изготовления деталей широкой номенклатуры небольшими по размеру партиями и определенная непредсказуемость номенклатуры деталей вынуждают предприятия иметь большое разнообразие технологических средств заведомо избыточных как по составу и коли-

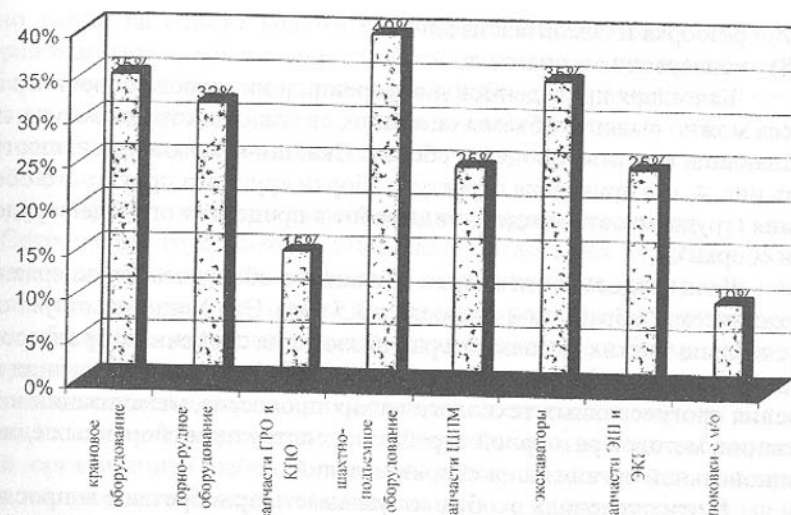


Рис.3. Диаграмма распределения трудоемкости сборочных работ на НКМЗ

честву, так и по технологическим и техническим возможностям [1].

К числу проблем следует отнести также недостаточную специализацию, низкий уровень унификации и стандартизации, малую изученность процессов, что в конечном итоге приводит к низкой собираемости сборочных единиц — явлению, когда сборка сопровождается весьма значительным объемом пригоночно-доделочных работ, трудоемкость которых нередко превышает трудоемкость собственно сборочных операций.

Сложившуюся структуру сборочного процесса изделий единичного и мелкосерийного производства целесообразно представить на основе группирования по видам работ, объединяющим слесарно-сборочные операции, выполнение которых определяется однородностью решаемых технологических задач [4]:

- 1) слесарно-доделочные работы (зачистка заусенцев, опыливание, сверление отверстий, нарезание резьбы и пр.);
- 2) пригоночно-доводочные работы (пригонка поверхностей, не предусмотренная техническими условиями на сборку или технологическим процессом сборки, а также «нормальные» пригоночно-доводочные операции, предусмотренные ТУ на сборку;
- 3) слесарно-вспомогательные работы (изготовление прокладок, шайб, пружин, скоб и других деталей, резка и гибка труб);
- 4) балансировка деталей и сборочных единиц;
- 5) собственно сборочные работы;
- 6) обкатка и испытания сборочных единиц и изделий (гидроиспытания, проверка плавности хода, пятна контакта зубьев, работоспособности и т. д.);



- 7) разборка и демонтаж изделия;
- 8) консервация и упаковка.

Благодаря приведенной дифференциации этапов сборочного процесса можно выявить объемы операций, снижающих трудоемкость и повышающих качество процесса сборки. Сказанное можно проиллюстрировать рис. 4, где приведена структура сборки крупного прокатного оборудования (трудоемкость каждого вида работ в процентах от общей трудоемкости сборки).

Доля трудоемкости сборки прокатного оборудования по сравнению с механической обработкой возросла в 1,5 раза. Это свидетельствует об относительно низких темпах совершенствования сборочных процессов, которые определяются недостаточными масштабами проектирования и внедрения прогрессивных технологических процессов, механизации и автоматизации, методов размерной отработки конструкции сборочных единиц и рациональной организации сборки изделий.

В этих условиях особую актуальность приобретают вопросы анализа и оценки технического уровня сборочного производства, позволяющие не только получить объективную характеристику состояния сборки изде-

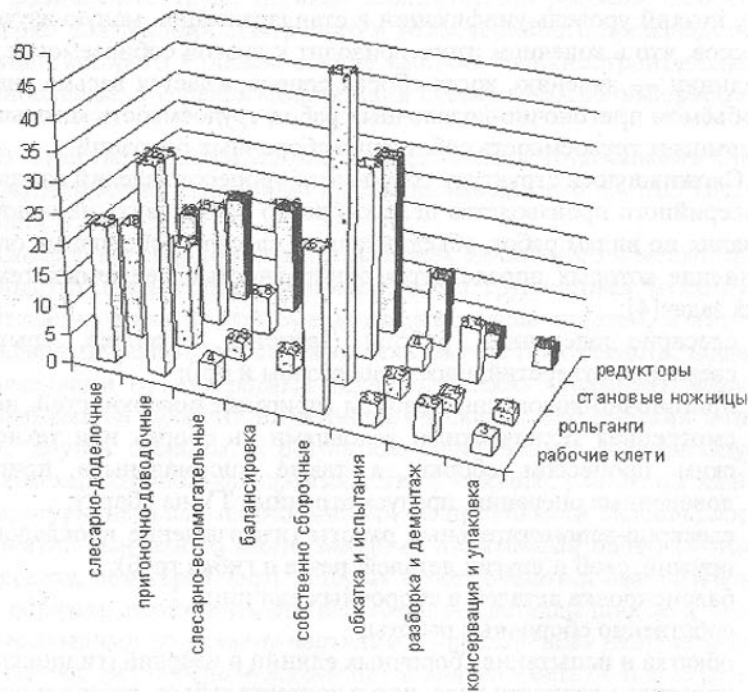


Рис.4. Структура сборки крупного прокатного оборудования

лий, но также на основе количественной оценки значимости основных факторов наметить комплекс мероприятий по совершенствованию процессов сборки и сокращению трудоемкости сборочных работ. Снижение трудоемкости сборки может осуществляться двумя путями:

- 1) совмещение выполнения отдельных переходов или целых операций во времени;
- 2) сокращение трудоемкости выполнения отдельных переходов.

Сокращение трудоемкости выполнения отдельных переходов можно достигнуть за счет механизации и автоматизации труда, внедрения новых видов технологической оснастки, увеличения точности механической обработки сборочных единиц и деталей, поступающих на сборку, изменения конструкции машины для перехода на достижение требуемой точности методами взаимозаменяемости или регулировки, дополнительного деления машины на сборочные единицы, повышения квалификации работающих, лучшей организацией рабочих мест. А применение методов анализа и оценки технического уровня позволяет на основе системного подхода изучать резервы сборочного производства. Например, при модульном построении производства в мелкосерийном и единичном производстве можно организовать группы модулей соединений, учитывающие их разнообразие по конструктивному оформлению, размерам и качественным показателям, которые позволяют при разработке технологических процессов сборки использовать более прогрессивные методы сборки, а, следовательно, снижать трудоемкость.

#### Выводы:

1. Основными средствами сокращения трудоемкости является вооружение работающих наиболее производительным оборудованием, приспособлением и инструментом; лучшая организация рабочих мест; механизация ручного труда и автоматизация производства.
2. Одним из возможных направлений снижения трудоемкости сборочных работ является использование модульных технологий.

**Список литературы:** 1. Базров Б. М. Модульный принцип в построении сборочного производства // Вестник машиностроения, 1997, №1. С. 30-33. 2. Косилов В. В. Состояние и основные направления технологии сборки в машиностроении // Комплексная механизация и автоматизация сборочного производства на предприятиях тракторного и сельскохозяйственного машиностроения: Тез. докл. Всес. науч.- техн. сов. — Павлодар, 1980. С.216-218. 3. Маталин А. А. Технология машиностроения: — Л.: Машиностроение, 1985. — 496 с. 4. Жабин А. И., Мартынов А. П. Сборка изделий в единичном и мелкосерийном производстве. — М.: Машиностроение, 1983. — 184 с

Статья поступила в редакцию 19.01.2001г.

## АВТОМАТИЗАЦІЯ КОНТРОЛЮ І УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСОМ ВИРОБНИЦТВА МАШИН ЗВОРОТНО-ПОСТУПАЛЬНОЇ ДІЇ З НИЗЬКОЮ ВІБРОАКУСТИЧНОЮ АКТИВНІСТЮ

Воронцов О.Г., Дегтяренко І.В. (ДонДТУ, м. Донецьк, Україна)

*Technological process of production of reciprocating machine with low vibroacoustical activity has been considered as an object of control. Close connection between faults of machine production and its vibroacoustical activity parameters is shown. Structure of the automated vibroacoustic control system of reciprocating machine production which is build on the basis of the bar of time-frequency quadratic detectors is given.*

Машини зворотно-поступальної дії (МЗПД) є інтенсивним джерелом вібрації й акустичного шуму. Шум МЗПД викликає почуття дискомфорту, а також шкідливо впливає на організм людини, погіршує умови її праці. Підвищена вібрація МЗПД також знижує її надійність і термін експлуатації. Все це визначає необхідність урахувати показники віброакустичної активності при управлінні процесом їх виробництва.

Підвищена віброакустична активність машин, як правило, пов'язана з двома причинами: недосконалістю конструкції машини; відхиленнями, допущеними в ході процесу виробництва машини [1]. Далі буде розглядатися саме друга причина підвищеної віброакустичної активності МЗПД, яка пов'язана з технологією виробництва. Технологічний комплекс виробництва МЗПД містить у собі ряд технологічних процесів (виробництво деталей машин, складання вузлів і машини в цілому), котрі у свою чергу складаються з операцій обробки, складання і контролю якості [2].

Як правило, реальні технологічні процеси металообробки і складання не є стаціонарними [3], що пов'язано з виникненням похибок, джерелом котрих, насамперед, є знос і разрегулювання устаткування, пристосувань і інструмента [2,3]. Всі ці похибки мають властивості накопичуватися у часі [3,4]. Для своєчасного виявлення й усунення відхилень у технологічному процесі використовуються операції проміжного і вихідного контролю. Управління процесом за результатами контролю дозволяє певною мірою його стабілізувати.

Найбільш повну інформацію про якість готового виробу дає вихідний контроль. На відміну від проміжного контролю він дозволяє одержати оцінки показників якості виробу з урахуванням усього комплексу взаємодій деталей з яких він складається, а також з урахуванням усіх можливих комбінацій похибок деталей (у тому числі і самих несприятливих). Як показує досвід, навіть у випадку використання селективного складання при виробництві компресорів з низькою віброакустичною активністю для побутових холодильників, вихідний контроль по показниках віброакустичної активності усе ж необхідний. Цей вид контролю дозволяє вирішувати, що-

найменше, дві важливі задачі:

- поділ потоку готової продукції на декілька потоків відповідно до дійсних значень показників якості для кожного зразка виробу, тобто, фактично вирішується задача управління потоками виробів по критерію мінімуму середніх утрат;
- управління технологічним комплексом виробництва виробів із метою його стабілізації по економічному критерію з урахуванням показників фактичної віброактивності як обмеження.

Технологічний процес разом із засобами контролю параметрів якості виробу і впливом на процес може бути розглянутий як замкнута релейна система, що працює в автоколебальному режимі. Для побудови структури даної системи введемо параметр еквівалентного настроювання процесу, що характеризує середню швидкість прямування контрольного параметра від початкового значення до контрольної межі. Цей параметр визначається як результат впливу на процес зовнішніх чинників і цілеспрямованого впливу, що управляє. У найпростішому випадку параметр еквівалентного настроювання визначається як

$$\varepsilon(t^*) = \varepsilon_u(t^*) + \varepsilon_v(t^*),$$

де  $\varepsilon_u(t^*) = \sum_{i=1}^I A_i u_i(t^*)$ ,  $\varepsilon_v(t^*) = \sum_{j=1}^J B_j v_j(t^*)$  - складові параметру еквівалентного настроювання, що обумовлені управлінням та обуренням відповідно;

$u_i(t^*)$  і  $v_j(t^*)$  - проекції векторів управління й збурення відповідно;

$t^*$  - поточний час ( $0 < t^* < T_u$ );

$T_u$  - часовий період між сусідніми підрегулюваннями устаткування;

$A_i$ ,  $B_j$  - коефіцієнти впливу.

Фізично  $\varepsilon(t^*)$  можна трактувати як деяку еквівалентну швидкість зносу обробного інструмента й устаткування, що враховує всі чинники, що впливають на зміни похибок у часі.

Змінюючи складову  $\varepsilon_u(t^*)$  можна управляти середньою швидкістю росту похибки показника якості виробу. Практичною реалізацією такого управління процесом є підрегулювання параметрів режимів оброблювального та складального обладнання.

Якісно іншим впливом на процес є компенсація похибки обробки, що накопичилась, без зміни режиму. Якщо виділити інтервал часу  $T_{un}$  між сусідніми ( $n$ -м і  $(n+1)$ -м) підрегулюваннями устаткування, то регулювання для наступного циклу може виконуватися з урахуванням оцінки результатів роботи на попередньому  $(n-1)$ -му циклі.

В рамках проведеного вище аналізу істотним є тільки час перебування показника якості виробу в межах допуску, а вид точнісної діаграми не має значення, уявимо її у виді прямої, що проходить через точки перети-

нання дійсної точнісної діаграми меж поля допуску в моменти часу  $T_{yn}$  і  $T_{y(n-1)}$ . Формально це означає, що в якості опису технологічного процесу як динамічного формувача похибки використовується інтегратор. З урахуванням вищевикладеного, структура технологічного процесу як об'єкта управління може бути подана у вигляді, приведені на рис. 1, де  $\delta(t^*) = \Delta(t^*) - \delta_0$  - помилка технологічного процесу з урахуванням компенсації згідно з результатами попереднього циклу.

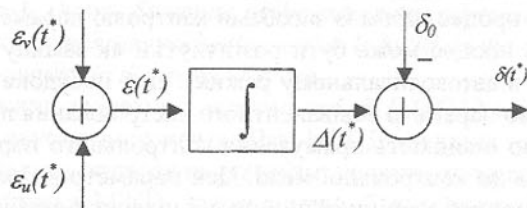


Рис. 1. Структурна схема технологічного процесу як об'єкта управління

Як видно з рисунка, входом, через який надходять збурення до об'єкту, є  $\varepsilon_v(t^*)$ , а входами управління є  $\varepsilon_u(t^*)$  і  $\delta_0$ . Вихідна координата технологічного процесу як об'єкта управління (похибка обробки або складання) визначиться як

$$\delta(t) = C \int_0^{T_y} \varepsilon(t^*) dt^* - \delta_0,$$

де  $C$  - постійний коефіцієнт;

$\delta_0$  - компенсуючий вплив.

Сучасні МЗПД належать до категорії циклічних машин із великим числом взаємозалежних джерел коливань, які, у загальному випадку, збуджуються на різноманітних частотах і в різні моменти часу робочого циклу агрегату. Всяка зміна характеру взаємодії, викликана збільшеними зазорами, низькою якістю поверхонь деталей, що сполучаються, розбалансуванням та таке інше, викликають зміни розподілу енергії вібрацій у характерній для даного дефекту частотно-часовій області. Таким чином, компоненти віброакустичного сигналу машини обумовлені похибками виготовлення окремого  $i$ -го елемента або вузла машини можуть бути описані деякою функцією частоти і часу  $K_i(f, t) \cdot \delta_i(t^*)$ , де  $K_i(f, t)$  - частотно-часова характеристика  $i$ -го елемента або вузла машини.

На рис. 2 подана структурна схема управління виробництвом МЗПД за результатами вихідного контролю.

Технологічний комплекс, що включає  $m$  технологічних процесів, характеризується результуючою функцією  $V(t^*, f, t)$ , яка описує розподіл енергії вібрації в частотно-часовій області робочого циклу машини, є за-

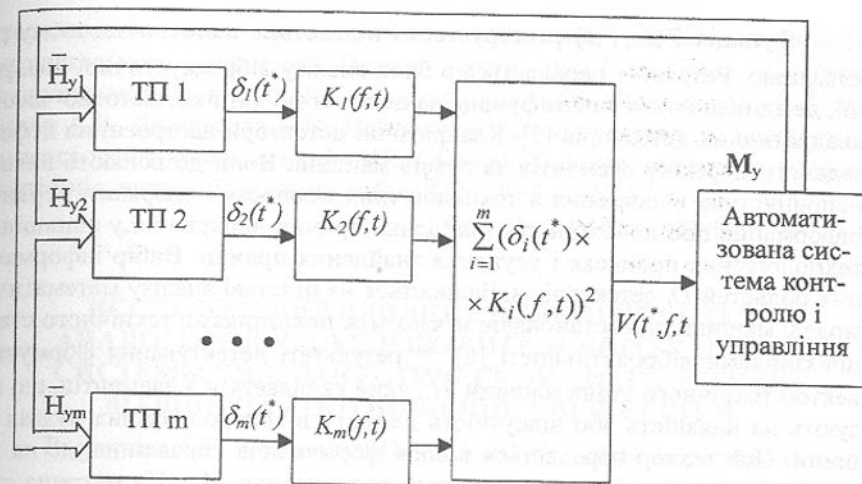


Рис. 2. Структурна схема управління виробництвом МЗПД за результатами вихідного контролю

лежністю від часу виробництва  $t^*$  у інтервалі між сусідніми підрегулюваннями устаткування. У першому наближенні приймається, що відхилення параметрів технологічних процесів і викликані ними похибки малі, а взаємозв'язок зміни похибок й енергії вібрації - функції кусочно-гладкі. Тоді функцію віброакустичної активності можна уявити як

$$V(t^*, f, t) = \sum_{i=1}^m (K_i(f, t) \delta_i(t^*))^2.$$

Функція  $V(t^*, f, t)$  для кожного значення  $t^*$  реєструється й аналізується за допомогою автоматизованої системи контролю і управління, структурна схема якої подана на рис. 3. Ця система побудована на базі автоматизованої системи віброакустичного контролю МЗПД [5].

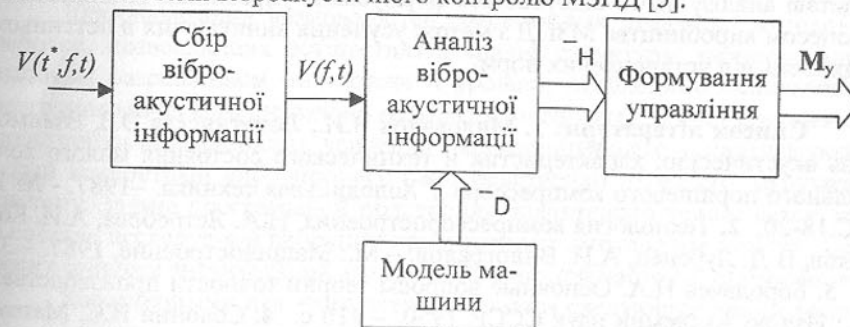


Рис. 3. Структура автоматизованої системи контролю і управління виробництвом МЗПД



Функція  $V(t^*, f, t)$  реєструється і піддається частотно-часовому розкладанню. Результат передається в блок аналізу віброакустичної інформації, де здійснюється аналіз функції за допомогою лінійки частотно-часових квадратичних детекторів [5]. Квадратичні детектори настроєні на дефекти заданого переліку елементів та вузлів машини. Вони дозволяють виявити неприпустимі відхилення в технологічних процесах і одержати первинну інформацію про необхідність знайдення причин відхилення у відповідних технологічних процесах і усунення знайдених причин. Вибір інформаційних областей  $D_i$  детекторів здійснюється на підставі аналізу математичної моделі машини, що встановлює зв'язок між показниками технічного стану і показниками віброактивності [6]. У результаті детектування формується вектор технічного стану машини  $\bar{H}$ , який складається з елементів, що вказують на наявність або відсутність дефекту в контрольованих вузлах машини. Цей вектор передається в блок формування управління, де на підставі його аналізу формується матриця управління  $M_y$ . Ця матриця складається з векторів  $\bar{H}_{yi} = \{\epsilon_{yi}, \delta_{0i}\}$ . Фактично, управління є рекомендації по підрегулюванню визначених технологічних процесів.

#### Висновки.

Технологічний процес виробництва МЗПД з низькою віброакустичною активністю розглянутий як об'єкт управління. З урахуванням тісного взаємозв'язку між похибками виготовлення машини і параметрами її віброакустичної активності показано, що віброакустичний контроль з використанням аналізу частотно-часових розподілів нестационарних вібрацій машини може ефективно використовуватися при управлінні технологічним комплексом виробництва МЗПД.

Наведено структуру автоматизованої системи контролю і управління виробництвом МЗПД, яка побудована на основі лінійки частотно-часових квадратичних детекторів, що формує вектор технічного стану машини, на підставі аналізу якого відбувається формування управління технологічним процесом виробництва МЗПД з метою усунення виникаючих в останньому відхилень від установлених норм.

**Список літератури:** 1. Милованов В.И., Лопатинская Э.З. Взаимосвязь акустических характеристик и технического состояния малого холодильного поршневого компрессора // Холодильная техника. – 1987. – № 10. – С.18-20. 2. Технология компрессоростроения. Н.А. Ястребова, А.И. Кондаков, В.Д. Лубенец, А.Н. Виноградов. – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с. 3. Бородачев Н.А. Основные вопросы теории точности производства. – М.: Изд-во Академии наук СССР, 1950. – 416 с. 4. Солонин И.С. Математическая статистика в технологии машиностроения. – М.: Машиностроение, 1972. – 216 с. 5. Воронцов А.Г., Дегтяренко И.В. Система виброаку-

стического контроля технического состояния машин возвратно-поступательного действия// Наукові праці ДонДТУ. Серія: Гірничо-електромеханічна, випуск 16: - Донецьк: ДонДТУ, 2000. – С. 55-62. 6. Воронцов А.Г., Дегтяренко И.В. Математическая модель малого поршневого компрессора// Наукові праці ДонДТУ. Серія: Обчислювальна техніка та автоматизація, випуск 3: - Донецьк: ДонДТУ, 1999. С. 32-39.

Статья поступила в редакцию 23.01.2001г.

### ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕЛИНЕЙНОСТЕЙ АНАЛОГОВОЙ ЧАСТИ ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО КАНАЛА СИСТЕМЫ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ МАШИН НА СООТНОШЕНИЕ СИГНАЛ-ШУМ

Воронцов А.Г., Ярошенко О.А. (ДонДТУ, г. Донецк, Украина)

*The analyses of transforming process of periodic low level signal mixture with the pulse and gauss interference in analog part of measuring channel is made. Conditions and expressions for description of nonlinearity influence for signal-noise ratio is presented.*

Существующие в настоящее время тенденции развития технических средств систем виброакустического мониторинга и диагностики машин указывают на то, что расширение функций систем и совершенствование качества их реализации достигается в основном за счёт развития программных средств [1]. При этом упрощается структура аппаратных средств измерительных каналов системы, но технические требования к ним становятся более жёсткими. Типовая структура аппаратных средств измерительного канала современной системы вибродиагностики включает: датчик вибраций, усилитель заряда, антиэлайзинговый фильтр низких частот, программируемый масштабирующий усилитель, АЦП и вычислительное устройство, содержащее один или несколько процессоров.

Для реализации возможностей современных цифровых методов обработки, позволяющих осуществлять анализ структуры вибросигналов с высоким разрешением по частоте и уровню, необходимо использование всего динамического диапазона АЦП, что достигается за счет программной подстройки коэффициента усиления масштабирующего усилителя под каждый конкретный вибропроцесс непосредственно перед его загрузкой в систему. Задача программной подстройки значительно усложняется, когда в составе исследуемой вибрации присутствуют импульсные помехи, характеризующиеся значительной амплитудой и низкой частотой повторения.

Характерными для этого случая являются следующие две ситуации:

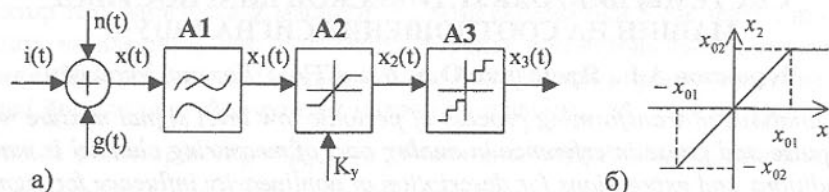
1. Если средняя частота следования импульсов так мала, что за цикл подстройки они не успевают себя проявить и подстройка производится без их учета, то в течение цикла загрузки реализации вибропроцесса в систему

возможна перегрузка аналоговой части измерительного канала импульсной помехой, внезапно появившейся на интервале загрузки;

2. Если средняя частота следования импульсов помехи достаточно высока и подстройка коэффициента усиления осуществляется с учетом их наличия, то динамический диапазон АЦП по отношению к полезному сигналу оказывается недоиспользованным.

В обоих случаях импульсная помеха ухудшает соотношение сигнал – шум. Представляет интерес количественная оценка этого влияния и определение условий, при которых оно может быть допустимым.

Структурная схема части измерительного канала, где протекают вышеуказанные процессы, приведена на рис. 1, а.



А1 - антизализинговый ФНЧ, А2 - масштабирующий усилитель, А3 - АЦП.

Рис. 1. Структурная схема исследуемой части измерительного канала (а) и передаточная характеристика масштабирующего усилителя А2 (б).

Масштабирующий усилитель (А2) имеет нелинейную характеристику (рис. 1, б), состоящую из линейного участка и участка насыщения, ограничивающего величину выходного сигнала.

Схема характеризуется следующими собственными параметрами:

$0 \dots \omega_c$  - полоса пропускания антизализингового ФНЧ. Коэффициент передачи ФНЧ в полосе пропускания принят равным 1;

$K_y$  - коэффициент усиления масштабирующего усилителя на линейном участке передаточной характеристики;

$\pm x_{02}$  - уровень на котором ограничивается выходной сигнал масштабирующего усилителя за пределами линейного участка передаточной характеристики;

$\pm x_{01} = \pm \frac{x_{02}}{K_y}$  - границы изменения входного сигнала, в пределах которых обеспечивается линейная связь входного и выходного сигналов усилителя;

$\Delta x_2$  - шаг квантования по уровню входного сигнала АЦП;

$m_a$  - число уровней квантования АЦП;

$$\pm x_{2\max} = \pm \frac{\Delta x_2}{2} (m_a - 1) - \text{границы диапазона входного сигнала АЦП.}$$

Предполагается, что на входе рассматриваемой части измерительного канала действует вибросигнал в виде аддитивной смеси

$$x(t) = n(t) + i(t) + g(t),$$

где  $n(t)$  - гауссов белый шум со спектральной плотностью  $S_0$ ;

$$g(t) = \sum_{k=1}^K \sum_{n=1}^N G_{nk} \cos(n\omega_k t + \gamma_{nk}) - \text{полигармонический входной сигнал, со-}$$

стоящий из  $K$  периодических компонент, каждая из которых характеризуется основной частотой  $\omega_k$  ( $k = 1, 2 \dots K$ ) и гармоническими высокочастотными составляющими с частотами  $n\omega_k$  ( $n = 1, 2 \dots N$ ), фазой  $\gamma_{nk}$  и амплитудой  $G_{nk}$ ;

$$i(t) = \sum_{m=1}^M \left\{ i_m^+ \delta[n_i T_m - t] - i_m^- \delta[n_i T_m + \frac{T_m}{2} - t] \right\} \quad n_i = 0, 1, 2 \dots - \text{сигнал импульсной}$$

помехи в виде наложения  $M$  независимых импульсных последовательностей с периодом  $T_m$  и амплитудой  $i_m^+$  и  $i_m^-$  для положительных и отрицательных выбросов соответственно;

$\delta(t)$  -  $\delta$ -функция.

$$\text{Причём, } \Omega_m = \frac{2\pi}{T_m} \ll \omega_c, \quad 0 < n\omega_k < \omega_c, \quad \Omega_m < n\omega_k, \quad (n, m, k = 1, 2, 3 \dots).$$

С учетом введенных обозначений получим выражение для соотношения сигнал - шум на входе масштабирующего усилителя

$$\rho_1 = \frac{P_{g1}}{P_{\phi 1} + P_{i1}} = \frac{\frac{1}{2} \sum_{k=1}^K \sum_{n=1}^N G_{nk}^2}{\sigma_{n1}^2 + \sum_{m=1}^M F_m \left[ \Delta t_{m1}^+ (i_{m1}^+)^2 + \Delta t_{m1}^- (i_{m1}^-)^2 \right]}, \quad (1)$$

где  $P_{\phi 1} = \int_0^{\omega_c} S_0 d\omega = S_0 \omega_c = \sigma_{n1}^2$ , - средняя мощность флуктуационной составляющей  $n(t)$  [2],

$$P_{g1} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^K \sum_{n=1}^N G_{nk}^2 - \text{средняя мощность полезной составляющей } g(t) \text{ (Здесь}$$

суммирование производится на множестве всех  $k$  и  $n$ , для которых  $k \sim \text{int} \frac{\omega_c}{\omega_k} \geq 1$  и  $n \sim \text{int} \frac{\omega_c}{n\omega_k} \geq 1$ ),

$$P_{i1} = \sum_{m=1}^M F_m \left[ \Delta t_{m1}^+ (i_{m1}^+)^2 + \Delta t_{m1}^- (i_{m1}^-)^2 \right] - \text{средняя мощность импульсной со-}$$

ставляющей, где

$\Delta t_{m1}^+$  - длительность положительного импульса  $m$ -й последовательности;

$\Delta t_{m1}^-$  - тоже, для отрицательного импульса;

$i_{m1}^+$  и  $i_{m1}^-$  - соответственно, амплитуды положительного и отрицательного импульсов на входе масштабирующего усилителя для  $m$ -й последовательности;

$F_m$  - частота повторения импульсов  $m$ -ой последовательности.

Если рассматривать стадию зарождения дефекта, то уровень полезной компоненты  $g(t)$  может быть в сотни раз меньше уровня флуктуационной помехи  $n_1(t)$  [3]. Это позволяет предположить, что для сохранения линейных свойств исследуемой части измерительного канала по отношению к флуктуационной и полезной составляющим необходимо, что бы

$$\sigma_{n2} \ll x_{02} \quad (2)$$

Учитывая условие малости полезной компоненты входного сигнала и неравенство (2) выходной сигнал нелинейности можно записать:

$$x_2(t) = \begin{cases} K_y n_1(t) + i_{m2}^+ = x_{02}, & \text{если существует "+" выброс} \\ K_y n_1(t), & \text{если выброс отсутствует} \\ K_y n_1(t) + i_{m2}^- = -x_{02}, & \text{если существует "-" выброс} \end{cases}$$

Здесь  $i_{m2}^+(t)$  и  $i_{m2}^-(t)$  - это те импульсные добавки, обусловленные импульсами  $i(t)$ , которые дополняют текущее значение флуктуационной компоненты до  $x_{02}$  и  $-x_{02}$  - соответственно (см. рис. 2). Следует дополнительно отметить, что  $i_{m2}^+(t)$  и  $i_{m2}^-(t)$  не могут одновременно иметь отличные от нуля значения, хотя одновременное их равенство нулю предусмотрено описанием входных сигналов системы и является типичным значени-



Рис. 2. График сигнала  $x_2(t)$  на выходе масштабирующего усилителя учётом нелинейности передаточной характеристики

ем этих сигналов. С учётом вышеизложенного имеем

$$i_{m2}^+(t) = x_{02} - K_y n_1(t) = x_{02} - n_2(t),$$

$$i_{m2}^-(t) = -x_{02} - K_y n_1(t) = -x_{02} - n_2(t),$$

где  $n_1(t)$  - ограниченный по частоте гауссов шум;

$\sigma_{n1} = \sqrt{S_0 \omega_c}$  - среднееквадратическое значение шума на входе нелинейного элемента (A2).

На выходе усилителя флуктуационная компонента будет иметь закон распределения

$$f_{n2}(n_2) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_2} e^{-\frac{n_2^2}{2\sigma_2^2}},$$

где  $\sigma_{n2} = \sigma_{n1} K_y$ .

При выполнении условия (2) для нахождения распределений  $f_{m2}^+(i_{m2}^+)$  и  $f_{m2}^-(i_{m2}^-)$  можно воспользоваться простым переносом закона распределения  $f_{n2}(n_2)$  на величину  $\pm x_{02}$ . Тогда,

$$f_{m2}^+(i_{m2}^+) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{n2}} e^{-\frac{(x_{02}-i_{m2}^+)^2}{2\sigma_{n2}^2}}, \quad f_{m2}^-(i_{m2}^-) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{n2}} e^{-\frac{(x_{02}-i_{m2}^-)^2}{2\sigma_{n2}^2}}$$

Следует иметь ввиду, что последовательности случайных импульсов  $i_{m2}^+$  и  $i_{m2}^-$  имеют амплитуды распределённые, соответственно, в диапазонах  $0-2x_{02}$  и  $-2x_{02}-0$ , их математические ожидания равны  $x_{02}$  и  $-x_{02}$ , соответственно, а частоты следования -  $\Omega_m = 2\pi F_m$ .

При известных параметрах законов распределения может быть найдена средняя мощность импульсной составляющей

$$P_{i2} = (x_{02}^2 + \sigma_{n2}^2) \sum_{m=1}^M F_m (\Delta t_{m2}^+ + \Delta t_{m2}^-).$$

По аналогии с (1) соотношение сигнал - шум на выходе нелинейного масштабирующего усилителя будет определено как

$$\rho_2 = \frac{P_{g2}}{P_{\phi 2} + P_{i2}} = \frac{\frac{1}{2} \sum_{k=1}^K \sum_{n=1}^N G_{nk}^2}{\sigma_{n1}^2 + \left( \frac{x_{02}^2}{K_y^2} + \sigma_{n1}^2 \right) \sum_{m=1}^M F_m (\Delta t_{m2}^+ + \Delta t_{m2}^-)} \quad (3)$$

где  $P_{\phi 2} = P_{\phi 1} K_y^2 = S_0 \omega_c K_y^2 = \sigma_{n1}^2 K_y^2$  - средняя мощность флуктуационной компоненты на выходе нелинейного элемента при соблюдении условия 2;

$P_{g2} = P_{g1} K_y^2 = K_y^2 \sum_{k=1}^K \sum_{n=1}^N G_{nk}^2$  - средняя мощность полезного сигнала.



Как видно из (3) соотношение сигнал-шум зависит не только от параметров сигнала и помех, но и от программно настраиваемого коэффициента усиления  $K_y$ .

При всех прочих равных условиях максимальное значение  $\rho_2$  будет получено при условии  $\left(\frac{x_{02}^2}{K_y^2} + \sigma_{n1}^2\right) \rightarrow \min$ , чему соответствует

$$\frac{x_{02}^2}{K_y^2} + \sigma_{n1}^2 = x_{01}^2 + \sigma_{n1}^2 = 10\sigma_{n1}^2,$$

т. к. инженерные оценки, как правило, позволяют пренебречь выбросами гауссовых флуктуаций за пределами зоны  $\pm 3\sigma_{n1}$  и поставить в соответствие  $x_{01}$  значение  $3\sigma_{n1}$ . Это равенство определяет потенциальные возможности измерительного канала в смысле ограничения средней мощности импульсных помех, проникающих на выход масштабирующего усилителя и оцениваемые максимальным значением  $\rho_2 = \rho_{2\max}$

$$\rho_{2\max} = \frac{\frac{1}{2} \sum_{k=1}^K \sum_{n=1}^N G_{nk}^2}{\sigma_{n1}^2 + 10\sigma_{n1}^2 \sum_{m=1}^M F_m (\Delta t_{m2}^+ + \Delta t_{m2}^-)} \quad (4)$$

Из полученного соотношения следует, что эффективность ограничения мощности импульсных помех зависит от уровня флуктуационных помех и от результирующего суммарного времени действия импульсной помехи, приходящегося на единицу времени наблюдения,

$$\sum_{m=1}^M F_m (\Delta t_{m2}^+ + \Delta t_{m2}^-) = \Delta t_{i2} [c/lc],$$

так как  $F_m$  есть число импульсов  $m$ -й последовательности в единицу времени, то  $F_m (\Delta t_{m2}^+ + \Delta t_{m2}^-)$  - суммарная длительность всех выбросов  $m$ -й последовательности в единицу времени, а при суммировании по всем  $M$  последовательностям получаем суммарную величину действия всех выбросов за единицу времени.

Сравним выражения (1) и (3). Они отличаются только вторыми слагаемыми знаменателей. Сравним эти слагаемые (в дальнейшем обозначаемые как  $Z_1$  и  $Z_2$ ), развернув выражение под знаком сумм. Если допустить справедливость равенств  $i_{m1}^+ = |i_{m1}^-| = i_m$ , и  $\Delta t_{m1}^+ = \Delta t_{m2}^- = \Delta t_{m1}^- = \Delta t_{m1}^+ = \Delta t_m$ , что может иметь место, если  $m$ -я последовательность описывается прямоугольными знакопеременными импульсами равной длительности и амплитуды, то получим

$$\begin{aligned} Z_1 &= \sum_{m=1}^M F_m \left[ \Delta t_{m1}^+ (i_{m1}^+)^2 + \Delta t_{m1}^- (i_{m1}^-)^2 \right] = 2 \sum_{m=1}^M F_m \Delta t_m i_m^2 = \\ &= 2 (F_1 i_1^2 \Delta t_1 + F_2 i_2^2 \Delta t_2 + \dots + F_M i_M^2 \Delta t_M), \\ Z_2 &= \left( \frac{x_{02}^2}{K_y^2} + \sigma_{n1}^2 \right) \sum_{m=1}^M F_m (\Delta t_{m2}^+ + \Delta t_{m2}^-) = 2 \left( \frac{x_{02}^2}{K_y^2} + \sigma_{n1}^2 \right) \sum_{m=1}^M F_m \Delta t_m = \\ &= 2 \left[ F_1 \left( \frac{x_{02}^2}{K_y^2} + \sigma_{n1}^2 \right) \Delta t_1 + F_2 \left( \frac{x_{02}^2}{K_y^2} + \sigma_{n1}^2 \right) \Delta t_2 + \dots + F_M \left( \frac{x_{02}^2}{K_y^2} + \sigma_{n1}^2 \right) \Delta t_M \right]. \end{aligned}$$

Соответствующие слагаемые представленных развернутых сумм отличаются только величинами

$$i_m^2 \sim \frac{x_{02}^2}{K_y^2} + \sigma_{n1}^2 = x_{01}^2 + \sigma_{n1}^2,$$

причем  $x_{01}$  является настраиваемым параметром, зависящем от  $K_y$ , а  $\sigma_{n1}^2$  - определяется поступающими на вход системы флуктуационными помехами. Принятое в данной задаче разделение помех на флуктуационные и импульсные предполагает не только временную локализацию последних, но и значительное превышение амплитуды импульсных выбросов над ограниченными по спектру флуктуационными составляющими, то есть  $i_m \gg \sigma_{n1}$ .

С другой стороны, сама концепция ограничения амплитуды импульсных помех предполагает, что амплитуда этих помех достаточна для перевода масштабирующего усилителя в режим ограничения, причем, чем больше это превышение, тем существеннее ограничивается мощность помех, т.е.  $i_m \gg x_{01}$ .

Для минимального искажения полезного сигнала необходимо чтобы  $\sigma_{n1} \ll x_{01}$ .

Как уже упоминалось, инженерные оценки обычно предполагают достаточным условием  $\sigma_{n1} \leq \frac{1}{3} x_{01}$ , что бы пренебречь выбросами гауссовых флуктуаций за установленную границу  $x_{01}$ .

С учётом вышеизложенного, можно сделать вывод, что в рамках сделанных допущений справедливо неравенство

$$i_m^2 \gg x_{01}^2 + \sigma_{n1}^2 = \frac{x_{02}^2}{K_y^2} + \sigma_{n1}^2.$$

Откуда следует, что выигрыш в соотношении сигнал - помеха на выходе нелинейного элемента имеет место. Величина этого выигрыша определяется соотношением между амплитудой импульсной помехи и среднеквадратичным значением флуктуационной, а также зависит от настройки

коэффициента усиления  $K_y$ . Максимальный выигрыш обеспечивается, когда в рамках ранее принятых ограничений

$$K_y = \frac{x_{02}}{x_{01}} = \frac{x_{02}}{3\sigma_{n1}}.$$

Из соотношений (1) и (4) можно получить выражение для выигрыша в соотношении сигнал-шум, обеспечиваемого ограничением импульсной помехи

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{P_{\phi 1} + Z_1}{P_{\phi 1} + Z_2} = \frac{\sigma_{n1}^2 + 2 \sum_{m=1}^M F_m \Delta t_m i_m^2}{\sigma_{n1}^2 + 2 \left( \frac{x_{02}^2}{K_y^2} + \sigma_{n1}^2 \right) \sum_{m=1}^M F_m \Delta t_m}.$$

Если суммарное время действия импульсных помех в единицу времени мало, а коэффициент усиления оптимален, то

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = 1 + \frac{2}{\sigma_{n1}^2} \sum_{m=1}^M F_m \Delta t_m i_m^2,$$

откуда следует, что максимальный выигрыш в отношении сигнал-помеха определяется соотношением мощностей импульсной помехи и флуктуационной.

Оценим соотношение сигнал-шум на выходе АЦП с учётом шумов квантования [4]

$$P_{\kappa\kappa} = \sigma_{\kappa\kappa}^2 = \frac{\Delta x_2^2}{12}.$$

Для реализации всего динамического диапазона АЦП необходимо, чтобы

$$|x_{02}| = |x_{2\max}| = \frac{\Delta x_2}{2} (m_a - 1),$$

где,  $|x_{2\max}|$  - максимально допустимое значение входной величины АЦП.

Отношение сигнал-шум на выходе АЦП равно

$$\rho_3 = \frac{P_{g3}}{P_{\phi 3} + P_{i3} + P_{\kappa\kappa}} = \frac{\frac{1}{2} K_y^2 \sum_{k=1}^K \sum_{n=1}^N G_{nk}^2}{\sigma_{n1}^2 K_y^2 + (x_{02}^2 + \sigma_{n2}^2) \sum_{m=1}^M F_m (\Delta t_{m2}^+ + \Delta t_{m2}^-) + \frac{x_{02}^2}{3(m_a - 1)^2}}.$$

Для случая, когда  $\Delta t_{m2}^+ = \Delta t_{m2}^- = \Delta t_m$ , имеем

$$\rho_3 = \frac{\frac{1}{2} \sum_{k=1}^K \sum_{n=1}^N G_{nk}^2}{\sigma_{n1}^2 + \left( \frac{x_{02}^2}{K_y^2} + \sigma_{n1}^2 \right) 2 \sum_{m=1}^M F_m \Delta t_m + \frac{x_{02}^2}{K_y^2} \frac{1}{3(m_a - 1)^2}}.$$

## Закключение.

Из последнего выражения следует что, увеличение коэффициента усиления  $K_y$  уменьшает относительную долю мощности шумов в выходном сигнале АЦП не только от импульсных помех, но и шумов квантования. Ограничения, которые должны быть учтены при реализации этого направления улучшения соотношения сигнал-шум следующие:

- мощность полезного сигнала должна быть значительно меньше мощности флуктуационной помехи;
- вероятность выбросов флуктуационной составляющей шумов за пределы уровня ограничения масштабирующего усилителя должна быть пренебрежимо малой, что ограничивает коэффициент усиления сверху;
- суммарная средневзвешенная длительность импульсов помехи, приходящаяся на период их следования должна быть достаточно малой, чтобы мощность "усечённых" импульсов на выходе ограничителя была бы по меньшей мере соизмерима с мощностью флуктуационной компоненты и мощностью полезного сигнала.

**Список литературы:** 1. Система мониторинга машинного оборудования – модель 3540. Технические данные. - Брошюра ВР 1112-11, Брюль и Кьер, Изд-во «Ларсен и сын», Глоструп, Дания, 1991, -14с. 2. Тихонов В.И. Статистическая радиотехника. - М.: "Советское радио", 1966г.-678с. 3. Методы раннего обнаружения разрушения элементов качения в подшипниках. Испытательные стенды и приборы - Экспресс-информация. № 4, 1985г.- М.: ВИНТИ, 1989, - 32с.: ил. 4. Баранов Л.А. Квантование по уровню и временная дискретизация в цифровых системах управления. - М.: Энергоатомиздат, 1990г.

Статья поступила в редакцию 23.01.2001г.

## АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ ПРОЦЕССОМ ПОДГОТОВКИ ПРОИЗВОДСТВА ТИПОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЗАМЕНЫ ЭЛЕКТРОННЫХ АППАРАТОВ

Генкин Б.И., Смолий В.Н. (СТИ ВНУ, г. Северодонецк, Украина)

*The new automatized management system of a manufacturing process of preparation of production of standard units of replacement is developed, in which the technique of security of vibration resistance of standard units of replacement of electronic devices is realized.*

**Введение.** Статистические данные говорят о том, что более пятидесяти процентов всех отказов электронных аппаратов происходит из-за механических (в основном - вибрационных и ударных) воздействий. Поэтому

актуальной является задача обеспечения виброустойчивости типовых элементов замены (ТЭЗ) электронных аппаратов (ЭА) на этапе технологического процесса (ТП) подготовки производства. Наиболее распространенными видами поломок ТЭЗ в результате вибрационных воздействий являются: нарушение структуры материала печатных плат (ПП), поломка корпусов интегральных микросхем (ИМС), поломка дискретных электрорадиоэлементов (ЭРЭ), поломка ответных частей разъемов косвенного сочленения, нарушение топологии печатного монтажа и др.

Для обеспечения виброустойчивости ТЭЗ в стадию технологической подготовки производства ЭА целесообразно ввести дополнительный аналитический элемент, предназначенный для предварительного анализа поведения ТЭЗ под действием вибрации на имитационной модели изделия. Данный аналитический элемент должен являться составной частью системы автоматизированного управления производством, обладающей способностью имитационного моделирования вибраций ТЭЗ при заданных условиях их эксплуатации, на основе моделирования определять соответствие выпускаемых изделий требованиям виброустойчивости, вырабатывать управляющие воздействия на ТП подготовки производства с целью обеспечения оптимальной по разработанным критериям виброустойчивости.

**1. Управляющие воздействия в ТП подготовки производства ТЭЗ ЭА.** На рис.1 приведена укрупненная схема участка по производству ТЭЗ. В существующих системах автоматизированного производства типовых элементов замены электронных аппаратов, файл сверловки заготовки печатной платы и файл фотошаблона получают после выполнения трассировки печатного монтажа. Когда становится известным, на каком месте стоит какой элемент, как он установлен и как к нему подведены печатные проводники, т.е. определены диаметры монтажных и переходных отверстий, и какими геометрическими связями реализована топология. Дискретные элементы и интегральные микросхемы в автоматизированной складской системе хранятся в технологической таре. ГПМ формовки выводов выполняет подрезку выводов, их формовку, загрузку в технологическую тару, а также, в зависимости от программы управления, формирует т.н. технологическую тару комплекта элементов для установки на типовой элемент замены и выгружает на склад готовый комплект комплектующих. Файл управления транспортным роботом с манипулятором позволяет выбирать из складской системы нужный комплект и вместе с базовой деталью печатной платы, хранящейся на АСС, передавать в ГПМ сборки ТЭЗ. Файл управления ГПМ сборки ТЭЗ, показывает роботу-манипулятору какой элемент из комплекта взять и в какую точку печатной платы с каким углом поворота поставить.

В технологической подготовке производства выделено несколько управляющих команд по подготовке программ для программно-

управляемого технологического оборудования (рис. 2). Управляющие команды составляют вектор  $\bar{U}_2$ .

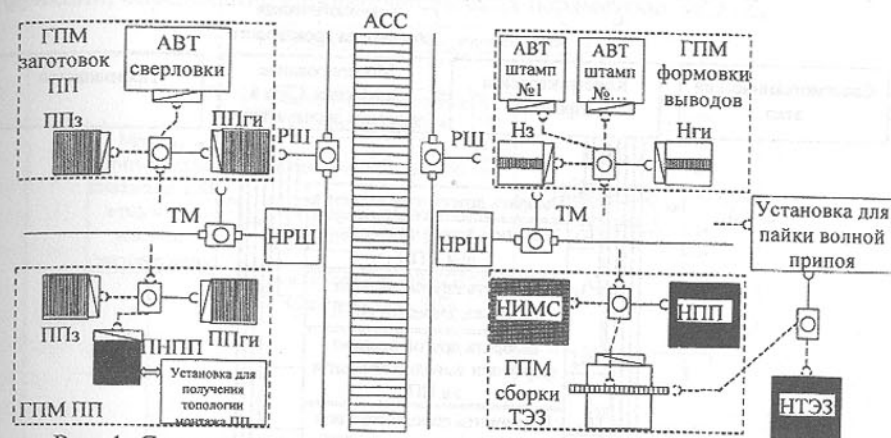


Рис. 1. Схема участка по производству ТЭЗ ЭА

АСС – автоматическая складская система; РШ – робот-штабелер; НРШ – накопитель в зоне АСС; ТМ – транспортный робот с манипулятором; ГПМ – гибкий производственный модуль; АВТ штамп – автоматический штамп для формовки и обрезки выводов; АВТ сверловки – автомат для обрезки торцов ПП, сверловки монтажных и переходных отверстий; ППЗ, ППГи – платы - заготовки и платы с отверстиями соответственно; ПНПП – промежуточный накопитель ПП; Нз – накопитель заготовок элементов в технологической таре; Нги – накопитель заготовок элементов с подрезанными и сформованными выводами в технологической таре; НИМС – накопитель ИМС; НПП – накопитель ПП; НТЭЗ – накопитель ТЭЗ.

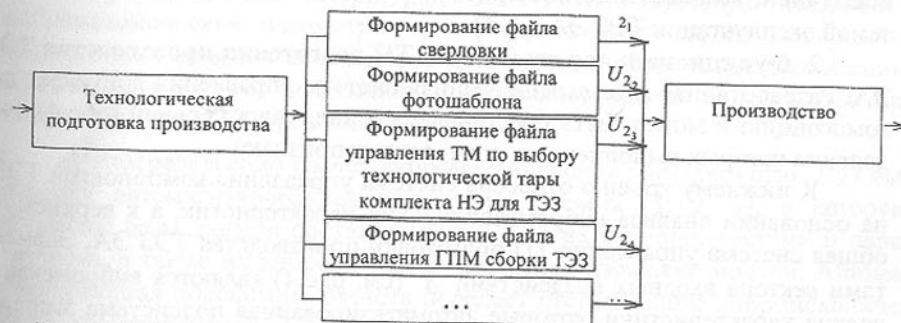


Рис. 2. Типовые операции технологической подготовки производства ТЭЗ ЭА

Для построения экспертной системы, сгенерированы управляющие воздействия [1, 2], направленные на обеспечение виброустойчивости ТЭЗ



(рис. 3). Управляющие воздействия по выполнению перекомпоновки ТЭЗа [6] составляют вектор  $\bar{U}_1$ .

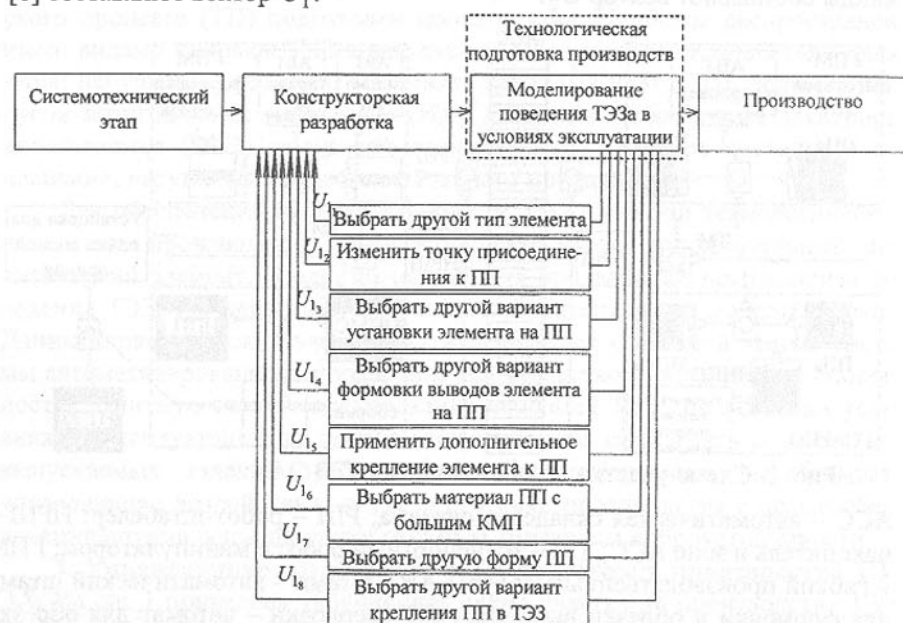


Рис. 3. Управляющие воздействия по обеспечению виброустойчивости в ТП подготовки производства ТЭЗ ЭА

В разработанной автоматизированной системе управления ТП подготовки производства ТЭЗ ЭА обеспечена связь с системотехнической системой разработки, компьютеризированными системами проектирования и испытаний, компьютерно-интегрированной системой производства и системой эксплуатации ТЭЗ ЭА. [3, 4]

**2. Функциональная схема АСУ ТП подготовки производства ТЭЗ ЭА.** Разработанная автоматизированная система управления допускает декомпозицию и может быть представлена в виде двух уровней (рис.4), выделение которых выполнено по логическому признаку.

К нижнему уровню отнесена система управления компоновкой ТЭЗа на основании анализа вибромеханических характеристик, а к верхнему – общая система управления ТП подготовки производства ТЭЗ ЭА. Элементами вектора входных воздействий  $\bar{X}$  (см. рис.4) являются вибромеханические характеристики, которые автоматизированная подсистема экспертных оценок преобразует в вектор управляющих воздействий. Внешними возбуждениями для входного множества автоматизированной подсистемы расчета являются вибромеханические свойства  $Z_1$  математических моделей, перестраиваемые по критериям адекватности поведению ТЭЗ в усло-

виях эксплуатации. Составляющими вектора внешних возбуждений являются: выбор типов моделей внутреннего трения, подбор фундаментальных функций, определение вибромеханических параметров ЭРЭ -Z<sub>2</sub>.

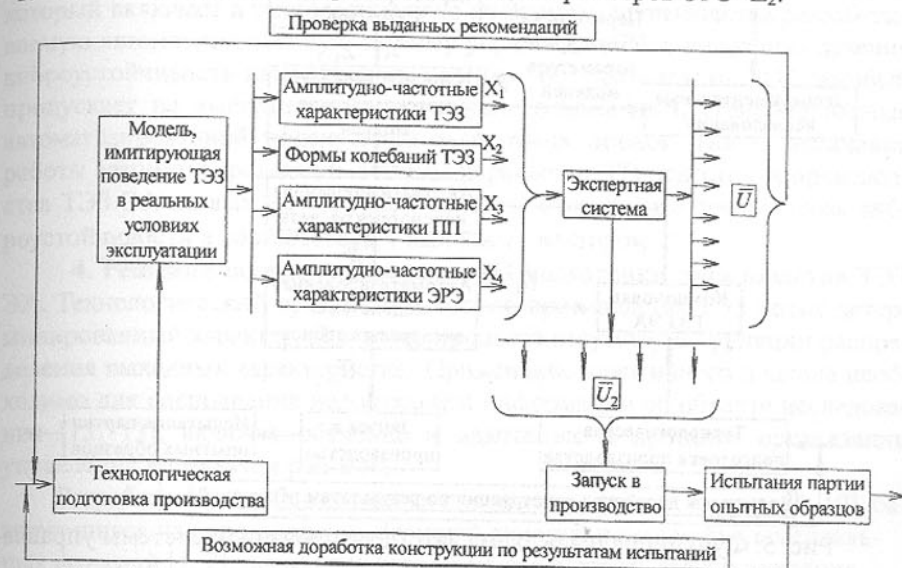


Рис. 4. Двухуровневое описание автоматизированной системы управления ТП подготовки производства ТЭЗ

Функциональная схема автоматизированной системы управления ТП подготовки производства ТЭЗ имеет вид, представленный на рис. 5. Экспериментальные исследования проводятся для обеспечения адекватности вибромеханических математических моделей ТЭЗ его поведению в условиях эксплуатации. Т.к. в литературных источниках отсутствуют сведения о вибромеханических параметрах электрорадиоэлементов, то экспериментальные исследования необходимы также для их сбора и систематизации. Учет свойств всех составляющих ТЭЗ позволяет получить адекватную картину поведения ТЭЗ в условиях эксплуатации.

Непосредственно расчет вибромеханических характеристик ТЭЗ выполняет автоматизированная подсистема расчета [1, 2, 7], в которую встроены базы данных составляющих ТЭЗ с их разновидностями и параметрами, а также их вибромеханические математические модели. Автоматизированная подсистема расчета передает рассчитанные вибромеханические характеристики ТЭЗ автоматизированной подсистеме экспертных оценок, которая оценивает виброустойчивость конструкции и генерирует управляющие воздействия либо на компоновку ТЭЗ либо на технологический участок сборки.



Рис. 5. Функциональная схема автоматизированной системы управления ТП подготовки производства ТЭЗ

**3. Структурная схема АСУ ТП подготовки производства ТЭЗ ЭА.**  
Структурная схема автоматизированной системы управления ТП подготовки производства ТЭЗ приведена на рис. 6.

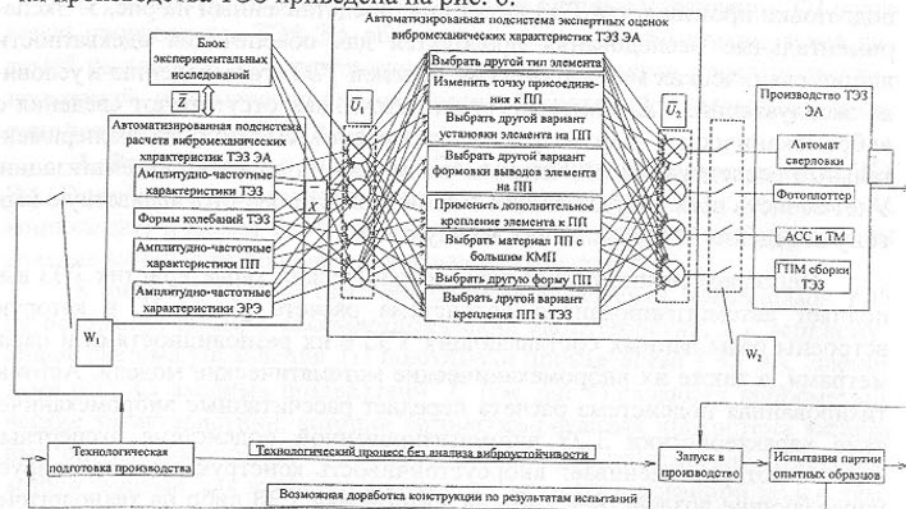


Рис. 6. Структурная схема автоматизированной системы управления ТП подготовки производства ТЭЗ

Для лица, принимающего решения (ЛПР), выработано ограниченное число описаний текущих ситуаций по выполнению определенных условий в управлении ТП подготовки производства ТЭЗ ЭА.  $W_1$  – сигнал от ЛПР, который включает в технологическую подготовку производства разрабатываемую автоматизированную систему управления ТП с целью обеспечения виброустойчивости выпускаемого изделия.  $W_2$  – сигналы от ЛПР, который пропускает на выполнение управляющие воздействия, сгенерированные автоматизированной подсистемой экспертных оценок. После окончания работы автоматизированной системы управления ТП подготовки производства ТЭЗ ЭА на выходе получаем изделие, отвечающее требованиям виброустойчивости в соответствии с выходным вектором  $\bar{Y}$ .

**4. Решение задачи управления ТП подготовки производства ТЭЗ ЭА.** Технологический процесс подготовки производства ТЭЗ носит детерминированный характер. Для этого процесса отсутствуют функции распределения выходных характеристик. Применение адаптивного подхода необходимо для восполнения недостающей информации об объекте исследования [12, 13], включая обучение и адаптацию в процессе организации управления и принятия решения.

Разработанные вибромеханические математические модели [4, 10], базирующиеся на использовании функций влияния и новых фундаментальных функций [1, 2], позволяют отдельно рассмотреть задачи описания свойств и способов закрепления ПП в ТЭЗ, описания свойств ЭРЭ и описания свойств вынуждающих воздействий [9].

Функция влияния удовлетворяет дифференциальному уравнению (1) и граничным условиям.

$$\nabla_1^4 \bar{G} - \rho h a^4 \omega^2 \bar{G} = a^2 \delta(\xi - \hat{\xi}) \delta(\eta - \hat{\eta}), \quad (1)$$

где  $\delta(\xi - \hat{\xi})$ ,  $\delta(\eta - \hat{\eta})$  – дельта-функции Дирака,

$\nabla_1^4 = \bar{D}_1 \frac{\partial^4}{\partial \xi^4} + 2\bar{D}_3 \frac{\partial^4}{\partial \xi^2 \partial \eta^2} + \bar{D}_2 \frac{\partial^4}{\partial \eta^4}$  – оператор Лапласа,  $\xi = x/a$ ;  $\eta = y/a$  –

безразмерные координаты;  $a$  – линейный размер,  $\rho$  – плотность материала,

$h$  – толщина ПП,  $\bar{D}_1 = \frac{\bar{E}_1 h^3}{12(1 - \mu_1 \mu_2)}$ ;  $\bar{D}_2 = \frac{\bar{E}_2 h^3}{12(1 - \mu_1 \mu_2)}$ ;

$\bar{D}_3 = \frac{\bar{E}_1 \mu_2 + 2\bar{G}(1 - \mu_1 \mu_2)}{12(1 - \mu_1 \mu_2)}$ ;  $\bar{E}_1$ ,  $\bar{E}_2$  – модули упругости;  $\mu_1$ ,  $\mu_2$  –

коэффициенты Пуассона;  $\bar{G}$  – модуль сдвига,  $\bar{E}_1 = E_1(1 + i\Psi)$ ;

$\bar{E}_2 = E_2(1 + i\Psi)$ ;  $\bar{G} = G(1 + i\Psi)$ ;  $\Psi = \omega\beta_1$  – коэффициент механических потерь (характеристика внутреннего трения) ПП;  $\omega$  – угловая частота колебаний.

Функции влияния определены для различных краевых задач с помощью выражения:

$$\bar{G}(\xi, \eta, \hat{\xi}, \hat{\eta}) = \sum_{n=1}^{\infty} \left[ \sum_{j=0}^3 \bar{C}_{jn} \bar{Y}_{jn}(\eta) + \bar{\Phi}_n(\eta, \hat{\xi}, \hat{\eta}) \right] \sin \pi n \xi \quad (2)$$

где  $\bar{C}_{jn}$  – произвольные постоянные, определяемые из граничных условий по  $\eta$ ; функции  $\bar{Y}_{jn}(\eta)$ ,  $\bar{\Phi}_n(\eta, \hat{\xi}, \hat{\eta})$  – учитывают свойства ПП и условия ее закрепления.

Введены следующие фундаментальные функции:

$$\begin{aligned} \bar{Y}_{0n} &= \frac{1}{\bar{\lambda}_{2n}^2 - \bar{\lambda}_{1n}^2} (\bar{\lambda}_{2n}^2 \operatorname{ch} \bar{\lambda}_{1n} \eta - \bar{\lambda}_{1n}^2 \operatorname{ch} \bar{\lambda}_{2n} \eta) \\ \bar{Y}_{1n} &= \frac{1}{\bar{\lambda}_{2n}^2 - \bar{\lambda}_{1n}^2} \left( \frac{\bar{\lambda}_{2n}^2}{\bar{\lambda}_{1n}} \operatorname{sh} \bar{\lambda}_{1n} \eta - \frac{\bar{\lambda}_{1n}^2}{\bar{\lambda}_{2n}} \operatorname{sh} \bar{\lambda}_{2n} \eta \right) \\ \bar{Y}_{2n} &= \frac{1}{\bar{\lambda}_{2n}^2 - \bar{\lambda}_{1n}^2} (\operatorname{ch} \bar{\lambda}_{2n} \eta - \operatorname{ch} \bar{\lambda}_{1n} \eta) \\ \bar{Y}_{3n} &= \frac{1}{\bar{\lambda}_{2n}^2 - \bar{\lambda}_{1n}^2} \left( \frac{1}{\bar{\lambda}_{2n}} \operatorname{sh} \bar{\lambda}_{2n} \eta - \frac{1}{\bar{\lambda}_{1n}} \operatorname{sh} \bar{\lambda}_{1n} \eta \right) \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\bar{\lambda}_{1n}$ ,  $\bar{\lambda}_{2n}$  – корни характеристического уравнения.

При  $\eta = 0$  функции (3) удовлетворяют условиям типа Коши:

$$\bar{Y}_{jn}^{(m)}(0) = 1 \text{ при } j = m, \quad \bar{Y}_{jn}^{(m)}(0) = 0 \text{ при } j \neq m, \quad (4)$$

где  $m$  – порядок производной фундаментальной функции.

Кроме того, производные функций (3) связаны соотношениями:

$$\bar{Y}_{1n}^{(m)} = \bar{Y}_{0n}^{(m-1)}, \quad \bar{Y}_{3n}^{(m)} = \bar{Y}_{2n}^{(m-1)}. \quad (5)$$

Функции влияния (2) удовлетворяют уравнению (1) и граничным условиям, описывающим конструктивные варианты закрепления ТЭЗ [8] в ЭА. Общее решение однородного уравнения записано как линейная комбинация функций (3).

В табл. 1 приведена проверка адекватности математической модели ТЭЗ с помощью критерия Фишера ( $F$ -критерия) для результатов экспериментальных исследований вибромеханических характеристик ТЭЗ ЭА [5, 11], представленных на рис. 7.

Частотный диапазон для проверки адекватности выбран случайным образом. Дисперсии  $S_{ад}^2$  и  $S_{воспр}^2$  незначительно отличаются друг от друга и в других частотных диапазонах.

Таблица 1. Проверка адекватности математических моделей с помощью критерия Фишера

| Параметры                                                               | Диапазон частот, Гц |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |  |
|-------------------------------------------------------------------------|---------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|--|
|                                                                         | 5                   | 10   | 15   | 20   | 25   | 30   | 35   | 40   | 45   | 50   | 55   |  |
| Остаточная сумма квадратов SS(3)                                        | 0,51                | 0,38 | 0,82 | 0,65 | 0,46 | 0,78 | 0,32 | 0,82 | 0,22 | 0,34 | 0,26 |  |
| Сумма квадратов при проведении повторных измерений SS(4)                | 0,15                | 0,14 | 0,18 | 0,55 | 0,33 | 0,37 | 0,21 | 0,52 | 0,21 | 0,04 | 0,2  |  |
| Мера способности модели отаждать результаты эксперимента SS(5)          | 0,36                | 0,24 | 0,64 | 0,1  | 0,13 | 0,41 | 0,11 | 0,3  | 0,01 | 0,3  | 0,06 |  |
| Число степеней свободы дисперсии адекватности                           | 3                   |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |  |
| Число степеней свободы дисперсии воспроизводимости                      | 2                   |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |  |
| F-критерий меньше табличного значения критерия Фишера (1 - Да, 0 - Нет) | 1                   |      |      | 1    |      |      | 1    |      |      | 1    |      |  |

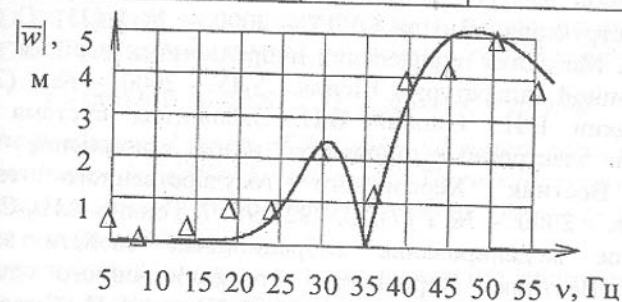


Рис. 7. АЧХ ТЭЗ в точке  $x=115$  мм,  $y=110$  мм

— расчетные данные;  $\Delta$  – экспериментальные данные.

Сравнительный анализ результатов математического моделирования и экспериментальных исследований говорит о подтверждении адекватности математических моделей ТЭЗ, что позволяет применять разработанные математические модели для построения автоматизированной системы управления ТП подготовки производства ТЭЗ ЭА.

**Заключение.** Разработана новая автоматизированная система управления ТП подготовки производства ТЭЗ, в которой реализована методика обеспечения виброустойчивости ТЭЗ ЭА. Применение нового метода синтеза управляющих воздействий по перекомпоновке ТЭЗ, на основании анализа его виброустойчивости, и методики преобразования этих воздействий в управляющие программы гибких производственных модулей технологи-



ческого участка производства, позволяет использовать в ТП изготовления изделия знания и опыт экспертов в области виброустойчивости.

**Список литературы:** 1. Генкин Б.И., Смолий В.Н. Автоматизация обеспечения виброустойчивости типовых элементов замены электронных аппаратов// Наукові праці Донецького державного технічного університету. Серія: Інформатика, кібернетика та обчислювальна техніка, випуск 15: - Донецьк: ДонДТУ, 2000. С. 144-149. 2. Генкин Б.И., Смолий В.Н. Математическое моделирование вибрационных процессов типовых элементов замены электронных аппаратов и его программное обеспечение// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 2000. Вып. 11. С.160-164. 3. Генкин Б.И., Смолий В.Н. Система поддержки принятия решений инженера-конструктора электронных аппаратов// Збірник наукових праць Східноукраїнського державного університету: Технічні науки (промисловий транспорт, машинобудування, автоматизація, безпека життєдіяльності). За заг. ред. В.М.Грибанова. - Луганськ: Вид-во Східноукр. держ. ун-ту, 1999. С. 116-117. 4. Генкин Б.И., Смолий В.Н. Элементная база электронных аппаратов как составная часть экспертной системы конструктора// Вісник СУДУ. - 2000. - № 1 (23). С. 123-126. 5. Смолий В.Н. Методика определения вибрационных свойств элементной базы электронной аппаратуры// Вісник СУДУ. - 2000. - № 3 (25). С. 236-240. 6. Генкин Б.И., Смолий В.Н. Экспертная система инженера-конструктора электронных аппаратов и ее применение в учебном процессе// Вестник Херсонского государственного технического университета. - 2000. - № 1 (7). С. 292-296. 7. Генкин Б.И., Смолий В.Н. Компьютерное моделирование вибрационных свойств электронных аппаратов// Вестник Херсонского государственного технического университета. - 2000. - № 2 (8). С. 69-73. 8. Генкин Б.И., Смолий В.Н. Типизация математических моделей элементной базы ЭА при вибрационных воздействиях// Збірник наукових праць Східноукраїнського державного університету (матеріали міжнародної науково-практичної конференції "Університет та регіон" 29-30 листопада 1999 р.): У2. Ступенева підготовка фахівців в університеті та нові технології навчання, наукове забезпечення рішення регіональних проблем, економічні проблеми. За заг. ред. В.А.Слащова. - Луганськ: Вид-во Східноукр. держ. ун-ту, 2000. С. 68-70. 9. Генкин Б.И., Смолий В.Н. Исследование вибрационных воздействий и автоматизация проектирования ЭА// Збірник наукових праць Східноукраїнського державного університету (матеріали міжнародної науково-практичної конференції "Університет та регіон" 29-30 листопада 1999 р.): У2. Ступенева підготовка фахівців в університеті та нові технології навчання, наукове забезпечення рішення регіональних проблем, економічні проблеми. За заг. ред. В.А.Слащова. - Луганськ: Вид-во Східноукр. держ. ун-ту, 2000. С.

71-74. 10. Генкин Б.И., Смолий В.Н., Нагулин Н.И. Исследование резонансных характеристик электрорадиоэлементов// III конференция стран СНГ по экологии химических производств «Экология 98». - Северодонецк. 9-11 сентября 1998г. ГНИПИ «Химтехнология» - Северодонецкая городская типография, 1998. С.130. 11. Смолий В.Н. Исследование влияния вибрации на печатные платы приборов// III конференция стран СНГ по экологии химических производств «Экология 98». - Северодонецк. 9-11 сентября 1998г. ГНИПИ «Химтехнология» - Северодонецкая городская типография, 1998. - С.131. 12. Генкин Б.И., Смолий В.Н. Компьютерное моделирование при проектировании виброустойчивой электронной аппаратуры// International Conference "Dynamical Systems Modeling and Stability Investigation". - Университет им. Тараса Шевченко, - Киев: ИВЦ Держкомстату України. - 1999. С.13. 13. Генкин Б.И., Смолий В.Н. Моделирование вибраций печатных плат приборов// International Conference "Dynamical Systems Modeling and Stability Investigation". - Университет им. Тараса Шевченко, - Киев: ИВЦ Держкомстату України. - 1999. С.14

*Статья поступила в редакцию 14.12.2000г.*

#### АДАПТИВНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ НА ПРИМЕРЕ ПРОКАТНОЙ КЛЕТЫ

Гладчук Е.А. (ДонГУЭТ, г. Донецк, Украина)

*There are the fundamental tenets of the technical system adaptive model. The adequate examination is fulfilled for this model. There is the transitional process technical system analysis on the rolling-mill example. There is to formulate a direction of the receipt results use.*

Технологический процесс и технологическое оборудование можно представить в виде абстрактной технической системы, которая, в общем виде, представляет собой совокупность конечного множества операндов [1]. Любой операнд является пассивным элементом. Количественные и качественные показатели изменения состояния операнда в полной мере могут быть определены преобразованием, выполняемым в процессе функционирования технической системы независимо от краевых условий технологического очага.

В общем режиме функционирования технической системы, когда происходит постоянное изменение состояния операндов технической системы, имеет место переходной процесс. Он реализуется в виде совокупности колебательных процессов, что отрицательно сказывается на работоспособности систем автоматического управления и не позволяет выполнять оперативное управление технической системы в постоянно меняющихся условиях эксплуатации [2].

Использование графических моделей для алгоритмов систем автоматического управления построенных на современной элементной базе делает реальным создание автоматической системы управления с адаптационными возможностями [3].

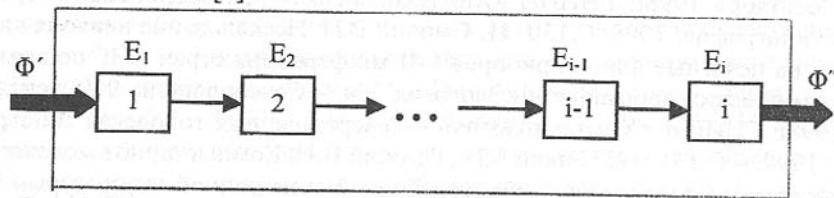


Рис. 1. Модель системы преобразований технической системы.

Техническая система (рис.1) в общем виде описывается с помощью модели системы преобразования с конечным множеством операндов (не менее двух), где  $\Phi$  – операнд системы преобразования ( $\Phi'$  – исходное состояние,  $\Phi''$  – конечное состояние);  $E$  – преобразование;  $i \geq 0$  – количество преобразований.

Модель системы преобразования технической системы легко трансформируется в математическую модель состояния технической системы [4] (рис. 2). Последняя представляет собой описание состояния технической системы при изменении состояния и преобразовании операнда этой системы в матричном выражении.

$$\Phi' = \begin{pmatrix} E_1' \\ E_2' \\ \dots \\ E_{i-1}' \\ E_i' \end{pmatrix} \Leftrightarrow \Phi'' = \begin{pmatrix} E_1'' \\ E_2'' \\ \dots \\ E_{i-1}'' \\ E_i'' \end{pmatrix}$$

Рис. 2. Математическая модель состояния технической системы.

Для такой технической системы, изменения состояния операнда выполняется в соответствии с функциональной зависимостью [5]:

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

где  $F$  – функция изменения состояния операнда;

${}^n E_i$  – описание преобразования;

$n$  – коэффициент весомости преобразования;

$i$  – смотри выше.

Описание преобразования технической системы возможно с использованием  $e_i$  ( $i \geq 0$ ) относительных координат [6]:

$$\left\{ \begin{matrix} {}^{n-1} e_i \\ 1 \end{matrix} \right\} = \left\{ \begin{matrix} {}^n e_i' & {}^n e_i'' \\ 1 & 1 \end{matrix} \right\} \quad (2)$$

где  ${}^{n-1} e_i$  – графическая модель весомости реактивного преобразования операнда технической системы;

${}^n e_i'$  – графическая модель весомости активного  $i$ -го преобразования;

${}^n e_i''$  – графическая модель весомости реактивного  $i$ -го преобразования.

Наличие строго определенного с математической точки зрения описания изменения состояния операнда (1) и преобразования в виде графических моделей весомости (2) позволяет [7], в соответствии с теоремой Ричардсона [8], дать адаптированное описание преобразования  $E_i$  при изменении состояния операнда  $\Phi$  технической системы с учетом весомости:

$$E \left( \begin{matrix} {}^{n-1} e_i' \\ 1 \end{matrix} \right) = E(e_1) \frac{E({}^n e_i) - nE(e_1)}{E(e_1) - nE({}^n e_i)}, \quad (3)$$

где  $E({}^n e_i)$  – адаптированная функция описания преобразования;

$e$  – адаптированная координата адаптированная функция описания преобразования.

Решение (3) с использованием стандартных математических методов [9,10,11] позволяет получить адаптивную динамическую модель технической системы (рис. 3).

$$F({}^n E_i) = \begin{pmatrix} {}^n e_1' \\ {}^n e_2' \\ \dots \\ {}^n e_{i-1}' \\ {}^n e_i' \end{pmatrix} \dots \begin{pmatrix} {}^n e_1'' \\ {}^n e_2'' \\ \dots \\ {}^n e_{i-1}'' \\ {}^n e_i'' \end{pmatrix}$$

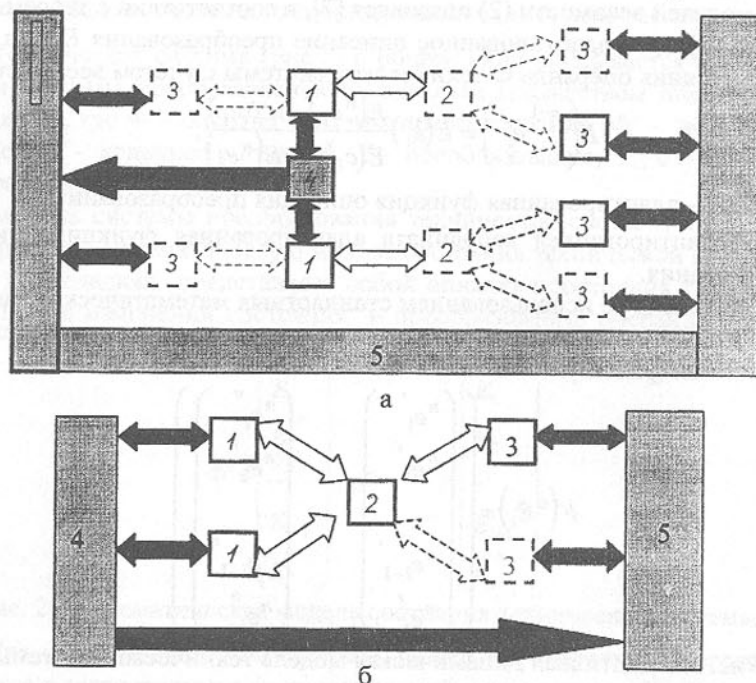
Рис. 3. Адаптивная динамическая модель технической системы.

Количество адаптированных функций описания преобразования и адаптированных координат легко определяется в соответствии с функциональной схемой конкретной технической системой с учетом конкретных условий ее функционирования [3].

Адаптивная динамическая модель технической системы реализована в среде DELPHI 5.0.

В соответствии с функциональной схемой прокатной клетки 2000, количество адаптированных функций описания преобразования и адаптированных координат, при аналогичных режимах технологического процесса прокатки, полностью определяется количеством функциональных элементов и связей в конкретных условиях ее функционирования (рис.4).

Сравнительный анализ результатов моделирования и промышленного эксперимента для прокатных клетей 2000 с индивидуальным, индивидуальным многодвигательным и групповым приводом валков показал удовлетворительную сходимость. Величина ошибки по амплитуде переходного процесса не превышала 12,4 %, а по времени затухания 7,2 %, а по частоте колебаний переходного процесса 2,5% (смотри. таблицу 1). Значительная величина ошибки привода верхнего валка прокатной клетки с индивидуальным многодвигательным приводом объясняется принятой симметричностью учета весомости реактивного преобразования в трансмиссии многодвигательного привода валка в процессе адаптивного моделирования.



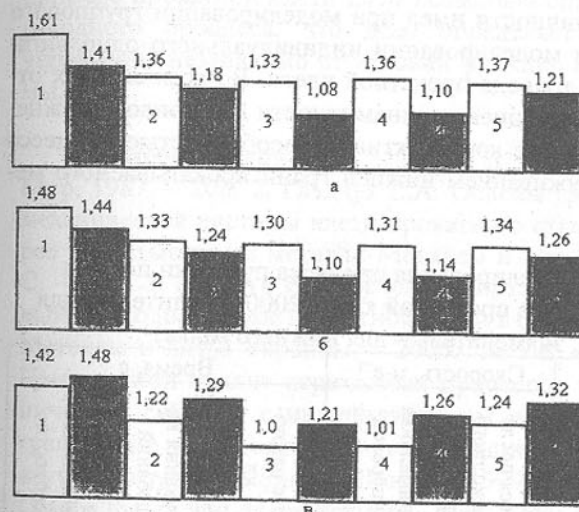
а – с индивидуальным приводом; б – с групповым приводом.  
1 – валок; 2 – трансмиссия; 3 – двигатель; 4 – металл; 5 – система управления.  
Элементы и связи: — - обязательные; - - - - дополнительные.  
Связи:  $\longleftrightarrow$  - технологические;  $\longleftrightarrow$  - управляющие;  $\longleftrightarrow$  - технические.

Рис. 4. Функциональная схема технической системы на примере клетки прокатного стана.

Таблица 1. Сравнительный анализ результатов моделирования и промышленного эксперимента.

| Привод                           | Величина ошибки параметра, % |            |                      |            |             |            |
|----------------------------------|------------------------------|------------|----------------------|------------|-------------|------------|
|                                  | По амплитуде                 |            | По времени затухания |            | По частоте  |            |
|                                  | по скорости                  | по моменту | по скорости          | по моменту | по скорости | по моменту |
| Групповой                        | 0,7                          | 1,6        | 0,5                  | 0,8        | 0,0         | 0,0        |
| Индивидуальный однодвигательный  | 0,9                          | 1,9        | 0,6                  | 1,0        | 0,2         | 0,5        |
| Индивидуальный многодвигательный | 1,7                          | 12,4       | 1,2                  | 7,2        | 0,4         | 2,5        |

Адаптивное моделирование технической системы использовалось



а –  $S_v:S_n > 1$ ; б –  $S_v:S_n = 1$ ; в –  $S_v:S_n < 1$ ;

1 – группового привода; 2 – индивидуального однодвигательного привода; 3 – индивидуально несимметричного однодвигательного привода; 4 – индивидуального многодвигательного несимметричного привода; 5 – индивидуального многодвигательного привода:  
□ – верхнего валка; ■ – нижнего валка.

Рис. 5. Коэффициент динамичности привода прокатной клетки 2000 в процессе прокатки полосы 8,0X1680 мм из стали 17 ГС.

для анализа переходного процесса в технической системе на примере прокатной клетки 2000. Анализировался процесс прокатки полосы 8,0x1680 мм из стали 17 ГС при различном конструктивном исполнении привода прокатной клетки 2000: групповом, индивидуальном однодвигательном, индивидуальном несимметричном однодвигательном (привод верхнего и нижнего валка осуществляется от одного двигателя, но соотношение мощностей верхнего и нижнего двигателей установлено 1:2); индивидуальном несимметричном многодвигательном (привод верхнего валка осуществляется от двух двигателей, но соотношение мощностей суммы



верхних и нижнего двигателей установлено 1:2); индивидуальном многодвигательном (привод верхнего и нижнего валка осуществляется от двух и более двигателей). Результаты приведены в таблице 2 и рис.5.

Анализ результатов показал, что переходный процесс во всех случаях приводит к неравенству краевых условий взаимодействия валка и прокатываемого металла и, таким образом, всегда имеет место общий случай процесса прокатки – несимметричная прокатка.

Наименьшее значение величины времени затухания переходного процесса имело место при моделировании группового привода валков прокатной клетки. Наибольшее значение величины времени затухания переходного процесса имело место при моделировании индивидуального многодвигательного привода валков прокатной клетки. Однако, в последнем случае наиболее точно привод отрабатывал заданный параметр скорости процесса прокатки.

С точки зрения динамичности переходного процесса, наибольшее значение коэффициент динамичности имел при моделировании группового привода, а наименьшее при моделировании индивидуального однодвигательного несимметричного привода прокатной клетки. Во всех случаях отмечено меньшее значение коэффициента динамичности для привода нижнего рабочего валка, что связано с конструктивной особенностью процесса прокатки – большим подстуживанием нижней грани прокатываемого металла.

Таблица 2. Результаты моделирования процесса прокатки полосы 8,0X1680 мм из стали 17 ГС в прокатной клетке 2000 (числитель – для верхнего валка, знаменатель – для нижнего валка)

| Привод                          | $C_v:C_n$ | $M_{max},$<br>кН·м | Скорость, м·с <sup>-1</sup>               |                                     | Время, с       |                     |                       |
|---------------------------------|-----------|--------------------|-------------------------------------------|-------------------------------------|----------------|---------------------|-----------------------|
|                                 |           |                    | Установившаяся после переходного процесса | Минимальная при переходном процессе | Роста нагрузки | Затухания колебаний | Стабилизации скорости |
| 1                               | 2         | 3                  | 4                                         | 5                                   | 6              | 7                   | 8                     |
| Групповой                       | >1        | 11,7/9,7           | 3,5/3,6                                   | 3,52/3,6                            | 0,1/0,1        | 0,4/0,4             | 0,3/0,3               |
|                                 | =1        | 9,9/11,5           | 3,5/3,6                                   | 3,52/3,6                            | 0,1/0,1        | 0,5/0,5             | 0,4/0,4               |
|                                 | <1        | 8,7/12,7           | 3,5/3,6                                   | 3,32/3,4                            | 0,1/0,4        | 0,2/0,4             | 0,6/0,3               |
| Индивидуальный однодвигательный | >1        | 12,8/8,6           | 3,6/3,5                                   | 3,6/3,52                            | 0,2/0,2        | 0,5/0,5             | 0,5/0,5               |
|                                 | =1        | 10/10,5            | 3,5/3,6                                   | 3,52/3,6                            | 0,2/0,2        | 0,7/0,7             | 0,7/0,7               |
|                                 | <1        | 8,7/12,7           | 3,5/3,6                                   | 3,52/3,6                            | 0,2/0,2        | 0,5/0,5             | 0,5/0,5               |

Продолжение таблицы 2.

| 1                                               | 2  | 3        | 4       | 5        | 6       | 7       | 8       |
|-------------------------------------------------|----|----------|---------|----------|---------|---------|---------|
| Индивидуальный несимметричный однодвигательный  | >1 | 4,2/16,6 | 3,5/3,6 | 3,52/3,6 | 0,2/0,2 | 0,6/0,6 | 0,6/0,6 |
|                                                 | =1 | 3,9/16,4 | 3,5/3,6 | 3,52/3,6 | 0,2/0,2 | 0,8/0,8 | 0,7/0,7 |
|                                                 | <1 | 9,7/16,8 | 3,1/3,2 | 3,12/3,2 | 0,2/0,6 | 0,4/0,6 | 0,6/0,4 |
| Индивидуальный несимметричный многодвигательный | >1 | 4,1/16,7 | 3,5/3,6 | 3,52/3,6 | 0,2/0,2 | 0,5/0,5 | 0,5/0,5 |
|                                                 | =1 | 4,0/16,3 | 3,5/3,6 | 3,52/3,6 | 0,2/0,2 | 0,7/0,7 | 0,6/0,6 |
|                                                 | <1 | 9,6/16,7 | 3,1/3,2 | 3,08/3,2 | 0,2/0,6 | 0,4/0,7 | 0,7/0,4 |
| Индивидуальный многодвигательный                | >1 | 12,7/8,5 | 3,6/3,5 | 3,6/3,52 | 0,3/0,3 | 0,6/0,6 | 0,6/0,6 |
|                                                 | =1 | 10/10,4  | 3,5/3,6 | 3,52/3,6 | 0,3/0,3 | 0,8/0,8 | 0,8/0,8 |
|                                                 | <1 | 8,5/12,6 | 3,5/3,6 | 3,52/3,6 | 0,3/0,3 | 0,6/0,6 | 0,6/0,6 |

Проведенное адаптивное моделирование технической системы на примере прокатной клетки 2000 позволило спрогнозировать параметры переходного процесса, что дало определять возможность оперативного управления независимо от условий функционирования технической системы.

**Список литературы:** 1. Хубка В. Теория технических систем. – М: Мир, 1987. – 208. 2. Гладчук Е.А. Основы графического анализа электро-механической системы клетки прокатного стана с фрикционной связью через прокатываемый металл// Металлы и литье Украины. – 2000.- № 1-2. – С. 43-45. 3. Гладчук Е.А. Основы оперативного управления индивидуальным приводом валков прокатной клетки в общем случае процесса прокатки// Металлы и литье Украины. – 2000.- № 7-8. – С. 52- 54. 4. Гладчук Е.А. Графический анализ переходных процессов многомассовой электро-механической системы с индивидуальным приводом рабочих органов// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГУТУ, 1999. Вып. 7. – С. 31 – 35. 5. Harris B. Graphs theory and its application. – New York: McGraw – Hill, 1968. – 412 p. 6. Гладчук С.О. Графічний аналіз динамічних процесів технологічного обладнання// Вісник ДонДУЕТ. – 1999. - № 4. – С. 22-28. 8. Гладчук С.О. Використання гіперграфа для опису перехідного процесу у технічній системі// Вісник ДонДУЕТ. – 2000. - № 6. – С. 19-23. 9. Ore O. The four-color problem. – New York: Academic Press, 1970. – 348 p. 10. Brown F. Direct Application of the Loop Rule to Bond Graphs// Bond Graphs Modeling for Engineering System. New York, 1972. – P. 246 – 252. 11. Зыков А.А. Основы теории графов. – М: Наука, 1987. – 384 с.

Статья поступила в редакцию 28.01.2001г.

# К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ КРИВОЛИНЕЙНОЙ И УГЛОВОЙ МОДИФИКАЦИИ ПРЯМОЗУБЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПРИ НАЛИЧИИ МОНТАЖНЫХ ПОГРЕШНОСТЕЙ

Горецкий Г.В. (филиал ДонГТУ, г. Красноармейск, Украина)

*In the given paper the problems of dependence of radius of curvature of a surface of fingers and length of a line of contact for spur-modified cogwheels are esteemed if there is mounting inaccuracies.*

При серийном изготовлении прямозубых зубчатых колес и их сборке имеют место погрешности изготовления и монтажа, которые можно оценить с использованием основных положений теоретико-множественных операций и применить ту или иную технологию отделки в зависимости от точностных характеристик оборудования [1].

В условиях проведения ремонтных работ, а также при мелкосерийном и единичном производстве основным способом, уменьшающим указанные погрешности, является пространственная модификация, основанная на математической модели описания условий профилирования рабочей поверхности зуба с учетом всех источников погрешностей для конкретного зацепления [2].

Оптимальным технологическим процессом отделки в указанных условиях является шевингование [3,4]. В результате шевингования за счет пространственной модификации профиля зубцов можно снизить напряжения  $\sigma_H$  и  $\sigma_F$ , а также имеется возможность выравнивания их по ширине венца [5]. Это достигается за счет продольной модификации, состоящей из угловой  $\delta_0$  и криволинейной модификации  $\Delta S$  (рис.1):

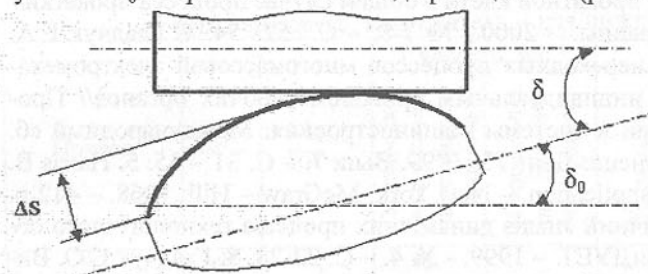


Рис.1. Продольная модификация зубцов.

величины криволинейной модификации зависит радиус кривизны поверхности зубцов, а, следовательно, и величина напряжения контактного сжатия. Поэтому с учетом последующей приработки для обеспечения максимально возможной длины контактных линий и уменьшения напряжений при твердости зубцов  $HV > 350$  криволинейную модификацию рекомендуется выполнять  $\Delta S = 0,02 \dots 0,03$  мм. [6].

Криволинейная модификация нашла свое техническое решение в конструкции шевинговальных станков и целого ряда устройств, например [7]. Следует отметить, что от ве-

Вместе с тем для прямозубых колес, имеющих малые углы перекосов и скрещивания рабочих осей, вопрос зависимости между параметрами угловой и криволинейной модификаций исследован недостаточно. Рассмотрим некоторые аспекты этого вопроса.

При выполнении криволинейной модификации (придания зубу бочкообразной формы) в сечении колеса плоскостью параллельной оси, его центроида имеет вид кривой 2-2 (рис.2.), описанной уравнением  $F(x_2, z_2) = 0$ .

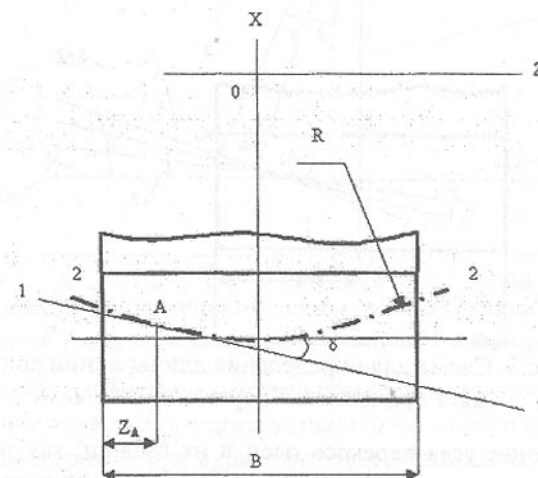


Рис.2. Схема для определения смещения точки контакта.

Центроида шестерни 1-1 при наличии перекоса осей – представляет собой касательную к кривой в точке контакта А. В этом случае

$$F'_{z2}(x_2, z_2) = \tan \delta \quad (1)$$

Задаваясь граничными условиями, из формулы (1) можно определить величину смещения точки контакта  $z_A$ . Как было показано автором в работе [2], рабочие оси шестерни и колеса блуждают вследствие люфтов в подшипниках, описывая конические поверхности с углом при вершине  $2\Delta$  (здесь  $\Delta$  – угол перекоса колец подшипников). Полагая вращение шестерни и колеса равномерным, во избежание проскальзывания центроидов, криволинейную центроиду следует выполнять в виде дуги окружности радиуса  $R$ . В этом случае, считая  $\delta = 0$  и принимая в качестве переменной величины угол  $\Delta$ , задаваясь граничными значениями  $z_A = 0$  и  $z_A = B$ , из формулы (1) можно получить оптимальное значение радиуса:

$$R = \frac{B}{2 \sin \Delta}, \quad (2)$$

где  $B$  – ширина зубчатого венца колеса.

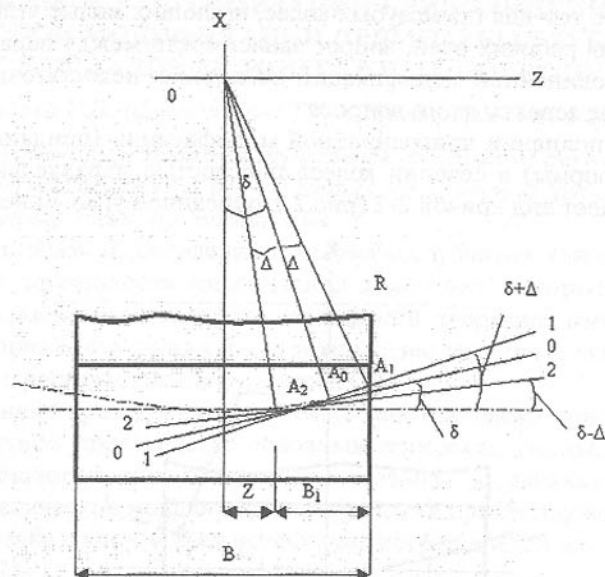


Рис.3. Схема для определения длины линии контакта при наличии перекаса осей.

При наличии угла перекаса осей и их биении, как правило,  $\delta > \Delta$ , в этом случае один из вариантов расположения центроид показан на рис.3.

Основываясь на соображениях, изложенных выше, можно записать:

$$R = \frac{B}{2 \sin(\delta + \Delta)} \quad (3)$$

На рис.3  $B_1$  — проекция на ось OZ длины пятна контакта для данных положений зубцов; после последующей приработки — проекция длины контактной линии. Задаваясь значением R из (3) и воспользовавшись формулой (1), можно получить величину  $B_1$ :

$$B_1 = \frac{B}{2} \left[ 1 - \frac{1 - \frac{\Delta}{\delta}}{1 + \frac{\Delta}{\delta}} \right] \quad (4)$$

Исключив из (4) параметр B, получим выражение

$$\frac{B_1}{B} = 0,5 \left[ 1 - \frac{1 - \frac{\Delta}{\delta}}{1 + \frac{\Delta}{\delta}} \right] \quad (5)$$

Полагая  $0 \leq \frac{\Delta}{\delta} \leq 1$ , задаваясь значениями  $\frac{\Delta}{\delta}$ , построим график  $\frac{B_1}{B} = f\left(\frac{\Delta}{\delta}\right)$  (рис.4).

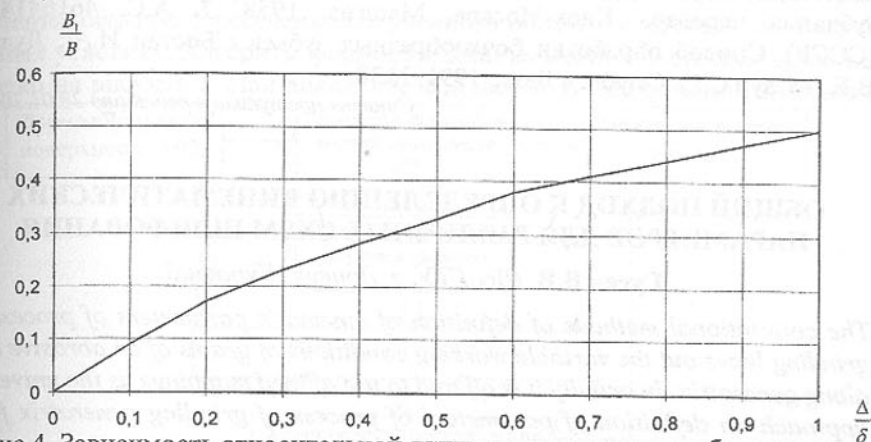


Рис.4. Зависимость относительной длины пятна контакта зубцов от соотношения углов колебания и перекаса осей шестерни и колеса.

**Выводы.** Из графика следует, что при наличии монтажного перекаса осей шестерни и колеса  $\delta$ , а также меньшего по величине угла колебания рабочей оси шестерни  $\Delta$  при существующих отделочных технологиях без приработки значение относительного пятна контакта зубцов по длине не превышает 50%, что ведет к увеличению средней интенсивности нормальной нагрузки в начальном периоде работы передачи. Наличие перекаса осей удлинит длительность процесса приработки зубцов. С точки зрения минимизации напряжений контактного сжатия радиус модификации должен быть максимально большим, и при этом должна обеспечиваться максимальная длина контактных линий. Это возможно получить, если в формуле (3) принять  $\delta = 0$ .

Пример технического решения, обеспечивающего оптимальную криволинейную и угловую модификацию, предложен автором в работе [2].

**Список литературы:** 1. Гулида Э.Н. Технология отделочных операций зубообработки цилиндрических колес. — Львов: Издательство при Львовском государственном университете издательского объединения Вища школа, 1977. — 166 с. 2. К вопросу о совершенствовании технологии отделочных операций пространственных зубчатых колес / Г.В.Горечкий. — Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. — Донецк: ДонГУТУ, 2000, Вып. 11, с.177-182. 3. Голиков В.И. Технология изготовления точных цилиндрических зубчатых колес. — М.: Машиностроение, 1968. — 162 с. 4. Коган Г.И. Отделка зубчатых



колес.- М.-Л., Машгиз, 1962.-120 с. 5. Брагин В.В., Решетов Д.Н. Проектирование высоконапряженных цилиндрических зубчатых передач.-М.: Машиностроение, 1991.-224 с. 6. Заблонский К.И. Расчет и конструирование зубчатых передач.- Киев-Москва, Машгиз, 1958. 7. А.С. 4616414/08 (СССР). Способ обработки бочкообразных зубьев / Бостан И.А., Дулгер В.Е., Мазур С.Г.- Опубл. в Бюл., 1991, №38.

Статья поступила в редакцию 28.01.2001г.

## ОБЩИЙ ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМ ШЛИФОВАНИЯ

Гусев В.В. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*The conventional methods of definition of cinematic parameters of process of grinding leave out the variable working conditions of grains of an abrasive disk along generatrix. In activity it is offered to use affined mappings as the universal approach on definition of parameters of process of grinding generatrix form (characteristic), contacting area, length of an arc of a contact.*

Существует большое разнообразие видов шлифования (наружное и внутреннее круглое, плоское периферией и торцом круга и т. д.) [1], которые отличаются друг от друга количеством движений, угловым расположением шлифовального круга (ШК) в системе координат заготовки. В работах [2] предлагалось учитывать это разнообразие схем путем введения эквивалентного радиуса:

$$R_s = \frac{R}{1 \pm R/r}, \quad (1)$$

где  $R$  и  $r$  радиусы ШК и детали соответственно, а знак в знаменателе учитывает наружное и внутреннее шлифование; при  $r = \infty$  эквивалентный радиус соответствует плоскому шлифованию периферией круга.

В последнее время в новых предлагаемых схемах шлифования, как торцом, так и периферией ШК, невозможно учесть изменение кинематического взаимодействия круга и заготовки путем введения эквивалентного радиуса, т. к. не учитываются переменные условия работы зерен вдоль образующей ШК при развороте его оси относительно детали. С точки зрения геометрии наиболее общей является схема со скрещивающимися осями заготовки и ШК [3]. Следует вспомнить, что на общность методов шлифования указывал еще Маслов Е.Н. [4]. За счет увеличения диаметра детали до бесконечности и условных поворотов возможен переход от наружного круглого шлифования к схеме плоского шлифования периферией круга.

Моделирование процесса обработки и условий работы инструмента возможно с помощью представления геометрических объектов и кинематических схем формообразования на основе аппарата многопараметриче-

ского отображения аффинного пространства [5]. При шлифовании моделирование процесса формообразования состоит в создании отображения инструмента с формообразующими элементами, которое обеспечивает регламентированное пересечение полученного образа с изделием при необходимых условиях. Алгоритм формообразования можно представить, как показано на рисунке 1. При аналитической форме моделирования компонен-

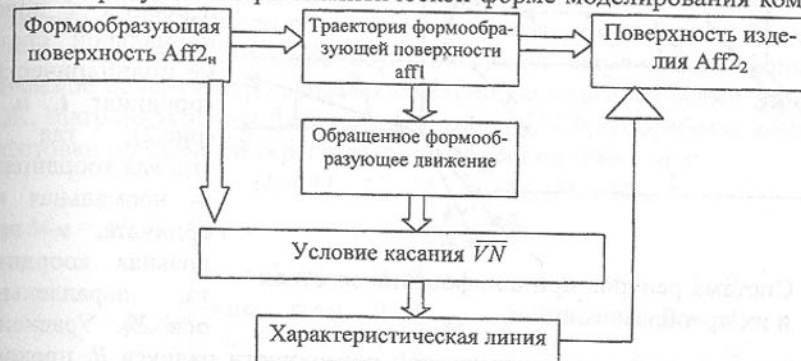


Рис. 1. Алгоритм определения поверхности изделия [5]

ты модели (инструмент, движения, изделие) описываются аналитически на основе аппарата многопараметрических отображений аффинного пространства. Матричная запись уравнения имеет вид [5]:

$$M_r = M_{vn} M_{\phi n} M_{vn-1} M_{\phi n-1} \dots M_{v1} M_{\phi 1} M_{r1}, \quad (2)$$

где  $M_r$  и  $M_{r1}$  – матрицы радиус векторов моделируемого объекта и прообраза (инструмента);  $M_{vn}, M_{vn-1}, \dots, M_{v1}$  – матрицы координатных операторов, задающих преобразование координат;  $M_{\phi n}, M_{\phi n-1}, \dots, M_{\phi 1}$  – матрицы преобразования пространства, отображающие операторы вращения, параллельного переноса и т. д.

Для шлифования, как правило, количество вращений не превышает двух (заготовки и круга) и имеет место поступательное перемещение заготовки относительно инструмента (или наоборот). Инструментальная поверхность ШК является поверхностью вращения. Образующая в большинстве случаев прямолинейная и расположена параллельно оси вращения или под углом к ней. Если на круге формируется заборный конус, то образующая может быть представлена комбинацией прямолинейных участков. Для образующей, имеющей угол  $\alpha$  наклона к оси вращения  $Z$ , матрица поверхности ШК имеет вид:

$$M_{r1} = \begin{pmatrix} R^* \cos \varphi \\ R^* \sin \varphi \\ z_1 \\ 1 \end{pmatrix}, \quad R^* = R - z_1 \cos \alpha, \quad (3)$$

где  $R$  - радиус ШК по наиболее выступающим зернам.

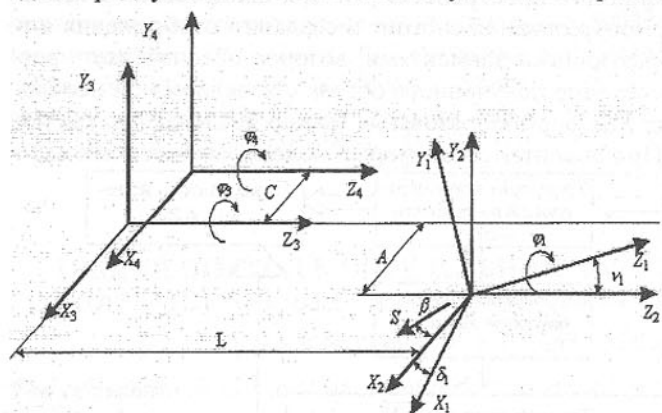


Рис. 2. Система реперов при шлифовании заготовок и их преобразование

семейства нормалей к цилиндрической поверхности радиуса  $R$ , проходящей через наиболее выступающие зерна, имеют вид [6]:

$$\begin{aligned} x_1 &= X(t, v) + \frac{au}{\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}}, & y_1 &= Y(t, v) + \frac{bu}{\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}}, \\ z_1 &= Z(t, v) + \frac{cu}{\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}}, \end{aligned}$$

$$\text{где } a = \begin{vmatrix} \frac{\partial Y}{\partial t} & \frac{\partial Z}{\partial t} \\ \frac{\partial Y}{\partial v} & \frac{\partial Z}{\partial v} \end{vmatrix}, \quad b = \begin{vmatrix} \frac{\partial Z}{\partial t} & \frac{\partial X}{\partial t} \\ \frac{\partial Z}{\partial v} & \frac{\partial X}{\partial v} \end{vmatrix}, \quad c = \begin{vmatrix} \frac{\partial X}{\partial t} & \frac{\partial Y}{\partial t} \\ \frac{\partial X}{\partial v} & \frac{\partial Y}{\partial v} \end{vmatrix}.$$

Если учесть что угловая координата ранее была определена через угол  $\varphi$ , в развернутом виде нормальные цилиндрические координаты могут быть представлены следующим образом:

$$x_1 = (R-u)\cos\varphi, \quad y_1 = (R-u)\sin\varphi, \quad z_1 = v. \quad (4)$$

Интервалы изменения координат:  $0 \leq \varphi \leq 2\pi$ ;  $-H \leq v \leq 0$ ;  $0 \leq u \leq \Delta R$ , где  $\Delta R$  - величина рабочей поверхности ШК (РПК);  $H$  - высота ШК; координата  $u$  определяется характером распределения алмазных зерен по высоте и носит вероятностный характер. Таким образом, может быть определена матрица столбец  $M_{r1}$  в уравнении 2.

Рассмотрим систему реперов, показанных на рис. 2. Данная система реперов отличается от системы использованной в работе [3]. Она является более общей и позволяет анализировать формообразование конических тел вращения, призматических заготовок при работе, как периферией, так и торцом ШК. Система координат 4 неподвижна. С изделием связан репер 3,

Алмазные зерна являются рабочими элементами ШК. Для описания условий их работы перейдем к новой нормальной системе цилиндрических координат  $t, u, v$  (рис.2), где  $t$  - угловая координата,  $u$  - нормальная координата,  $v$  - продольная координата, параллельная оси  $Z_1$ . Уравнения

а репер 1 - с инструментом. Рассмотрим формообразование конических тел вращения. Пусть в исходном положении начало системы координат инструмента и заготовки находится на расстоянии  $L$  и  $A$  ( $C=0$ ), соответственно вдоль осей  $Z_3$  и  $X_3$ . Система координат 1 развернута вокруг осей  $X_2$  и  $Z_2$  соответственно на углы  $\delta$  и  $\nu$ . Заготовка и инструмент вращаются вокруг осей  $Z_3$  и  $Z_1$ . Третья и четвертая системы координат совпадают. Примем для упрощения, что при обработке перемещается лишь репер 2 под углом  $(\beta + \pi)$  с подачей  $S$ . Эта схема обработки имеет место при шлифовании конической поверхности вращения со скрещивающимися осями заготовки и ШК. Матричная запись сложного движения ШК при обработке конической заготовки по схеме со скрещивающимися осями имеет вид:

$$M_r = M_{v3} M_{\psi3} M_{v2} M_{\psi2} M_{v1} M_{\psi1} M_{r u}, \quad (5)$$

где  $M_{v3} = M_{\psi2} = E$ , а

$$\begin{aligned} M_{\psi3} &= \begin{vmatrix} \cos\psi_3 & \sin\psi_3 & 0 & 0 \\ -\sin\psi_3 & \cos\psi_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, & M_{\psi1} &= \begin{vmatrix} \cos\psi_1 & \sin\psi_1 & 0 & 0 \\ -\sin\psi_1 & \cos\psi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, \\ M_{v2} &= \begin{vmatrix} \cos\delta & -\sin\delta \cdot \sin\nu & \sin\delta \cdot \cos\nu & 0 \\ 0 & \cos\nu & \sin\nu & 0 \\ -\sin\delta & -\sin\nu \cdot \cos\delta & \cos\delta \cdot \cos\nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, & M_{v1} &= \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & A + S \cdot \sin\beta \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & L + S \cdot \cos\beta \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}. \end{aligned}$$

После подстановки в уравнение матриц получим значения перемещений точек круга в неподвижной системе координат:

$$\begin{aligned} x_3 &= \cos\psi_3 (R \cos\varphi (\cos\psi_1 \cos\delta + \sin\psi_1 \sin\delta \sin\nu - \sin\psi_1 \tan\psi_3 \cos\nu) + \\ &+ R \sin\varphi (\sin\psi_1 \cos\delta - \cos\psi_1 \sin\delta \sin\nu + \cos\psi_1 \tan\psi_3 \cos\nu) + \\ &+ Z (\sin\delta \cos\nu + \tan\psi_3 \sin\nu) + A + S \sin\beta), \\ y_3 &= \sin\psi_3 (R \sin\varphi (-\sin\psi_1 \cos\delta + \cos\psi_1 \sin\delta \sin\nu + \cos\psi_1 \tan\psi_3 \cos\nu) - \\ &- R \cos\varphi (\cos\psi_1 \cos\delta + \sin\psi_1 \sin\delta \sin\nu + \sin\psi_1 \tan\psi_3 \cos\nu) - \\ &- Z (\sin\delta \cos\nu - \tan\psi_3 \sin\nu) - A - S \sin\beta), \\ z_3 &= R \cos\varphi (\sin\psi_1 \sin\delta \sin\nu - \cos\psi_1 \sin\delta) - R \sin\varphi (\sin\psi_1 \sin\delta + \cos\psi_1 \cos\delta \sin\nu) + \\ &+ Z \cos\delta \cos\nu + S \cos\beta. \end{aligned} \quad (6)$$

Аналогично могут быть получены уравнения движения для других схем шлифования. Переход к этим схемам шлифования показан в табл. 1. Так при плоском шлифовании с круговой подачей торцом круга  $\delta=0$ ,  $\nu \leq 0$  ( $0 \dots -5^\circ$ ),  $A=0$ ,  $\psi \neq 0$ ,  $C \neq 0$ ,  $\alpha_k \neq 0$ . Матричная запись сложного движения ШК имеет вид:

$$M_r = M_{v4} M_{\psi4} M_{v2} M_{\psi1} M_{r u}, \quad (7)$$

где  $M_{v3} = M_{\psi2} = E$ , а

$$M_{\psi4} = \begin{vmatrix} \cos \psi_4 & \sin \psi_4 & 0 & 0 \\ -\sin \psi_4 & \cos \psi_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, M_{\psi1} = \begin{vmatrix} \cos \psi_1 & \sin \psi_1 & 0 & 0 \\ -\sin \psi_1 & \cos \psi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix},$$

$$M_{v2} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & A \\ 0 & \cos \nu & \sin \nu & 0 \\ 0 & -\sin \nu & \cos \nu & L + S \cdot t \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, M_{v4} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & C \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

Таблица 1. Параметры схем шлифования

| Схема шлифования            |                                             | Рабочая поверхность | Геометрические параметры, град                                  | Эквивалентный радиус |
|-----------------------------|---------------------------------------------|---------------------|-----------------------------------------------------------------|----------------------|
| Круглое наружное шлифование | С продольной подачи                         | периферия           | $\delta=0, \nu=0, \beta \neq 0, C=0, \psi_4=0$                  | $R_s = R/(1+R/r)$    |
|                             | С радиальной подачи                         | — .. —              | $\delta=0, \nu=0, \beta=90^\circ, C=0$                          | — .. —               |
|                             | С подачей под углом                         | — .. —              | $\delta=0, \nu=0, \beta \neq 0, C=0, \psi_4=0$                  | — .. —               |
|                             | Со скрежывающимися осями заготовки и ШК [3] | — .. —              | $\delta \neq 0, \nu \neq 0, \beta \neq 0, C=0, \psi_4=0$        | $R_s = \text{var.}$  |
|                             | С продольной подачи                         | торец               | $\delta=90, \nu=0, \beta=0, C=0, \psi_4=0$                      | $R_s=0$              |
| Внутреннее шлифование       | С продольной подачи                         | периферия           | $\delta=0, \nu=0, \beta \neq 0, C=0, \psi_4=0$                  | $R_s = R/(1-R/r)$    |
|                             | Методом врезания                            | — .. —              | $\delta=0, \nu=0, \psi_4=0, \beta=90^\circ, C=0$                | — .. —               |
|                             | С пересекающимися осями [7]                 | — .. —              | $\delta=\arcsin(t/H), \nu=0, \beta=0, C=0, \psi_4=0$            | — .. —               |
| Плоское шлифование          | С продольной подачи                         | периферия           | $\delta=0, \nu=90^\circ, \psi_4=0, C=0, \beta=0, \psi_3=0$      | $R_s = R$            |
|                             | С продольной и поперечной подачами          | — .. —              | $\delta=0, \nu=90^\circ, C=0, \beta \neq 0, \psi_3=0, \psi_4=0$ | — .. —               |
|                             | С круговой подачи                           | — .. —              | $\delta=0, \nu=90^\circ, \psi_3=0, \psi_4 \neq 0$               | — .. —               |

Продолжение табл. 1

|                                    |        |                                                     |         |
|------------------------------------|--------|-----------------------------------------------------|---------|
| С продольной подачи                | торец  | $\delta=0, \nu=0, \beta=0, \psi_3=0, \psi_4=0$      | $R_s=0$ |
| С продольной и поперечной подачами | — .. — | $\delta=0, \nu=0, \beta \neq 0, \psi_3=0, \psi_4=0$ | — .. —  |
| С круговой подачи                  | — .. — | $\delta=0, \nu=0, \psi_3=0, \psi_4 \neq 0$          | — .. —  |

Примечание. Для всех схем шлифования  $\omega_1 \neq 0$ .

Для анализа работы инструмента требуется обращение движений. Вернемся к рассмотрению обработки конических тел вращения. Если движение репера 1 относительно репера 3 является прямым, тогда обращенным окажется движение репера 3 в системе координат инструмента. Его можно записать в виде обратных матриц четвертого порядка:

$$M_{ru} = M_{\phi 1}^{-1} M_{v1}^{-1} M_{v2}^{-1} M_{\psi 3}^{-1} M_3. \quad (8)$$

Обратные матрицы могут быть получены по известным правилам:

$$M_{\psi 1}^{-1} = \begin{vmatrix} \cos \psi_1 & -\sin \psi_1 & 0 & 0 \\ \sin \psi_1 & \cos \psi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, M_{v1}^{-1} = \begin{vmatrix} \cos \delta & 0 & -\sin \delta & 0 \\ -\sin \delta \sin \nu & \cos \nu & -\sin \nu \cos \delta & 0 \\ \sin \delta \cos \nu & \sin \nu & \cos \delta \cos \nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix},$$

$$M_{\psi 3}^{-1} = \begin{vmatrix} \cos \psi_3 & -\sin \psi_3 & 0 & 0 \\ \sin \psi_3 & \cos \psi_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, M_{v2}^{-1} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & A + \sin \beta \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & L + S \cos \beta \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

После подстановки матриц получим:

$$x_{31} = (x_3 \cos \psi_3 - y_3 \sin \psi_3 + A + S \sin \beta) \cdot (\cos \psi_1 \cos \delta + \sin \psi_1 \sin \delta \sin \nu) - (x_3 \sin \psi_3 + y_3 \cos \psi_3) \sin \psi_1 \cos \nu - (z_3 + L + S \cos \beta) (\cos \psi_1 \sin \delta - \sin \psi_1 \sin \nu \cos \delta),$$

$$y_{31} = (x_3 \cos \psi_3 - y_3 \sin \psi_3 + A + S \sin \beta) \cdot (\sin \psi_1 \cos \delta - \cos \psi_1 \sin \delta \sin \nu) + (x_3 \sin \psi_3 + y_3 \cos \psi_3) \cos \psi_1 \cos \nu - (z_3 + L + S \cos \beta) (\sin \psi_1 \sin \delta + \cos \psi_1 \sin \nu \cos \delta), \quad (9)$$

$$z_{31} = (x_3 \cos \psi_3 - y_3 \sin \psi_3 + A + S \sin \beta) \sin \delta \cos \nu + (x_3 \sin \psi_3 + y_3 \cos \psi_3) \sin \nu + (z_3 + L + S \cos \beta) \cos \delta \cos \nu.$$

Граничная линия контакта заготовки с инструментом называется характеристикой. Точки, принадлежащие характеристике на поверхности круга, должны удовлетворять уравнению касания, т. е. условию перпендикулярности вектора нормали к поверхности круга и вектору скорости обращенного движения [5]

$$\vec{V} \cdot \vec{N}_k = 0.$$



Уравнение касания можно найти с помощью определителя

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} & \frac{\partial y_1}{\partial \varphi} & \frac{\partial z_1}{\partial \varphi} \\ \frac{\partial x_1}{\partial \psi_3} & \frac{\partial y_1}{\partial \psi_3} & \frac{\partial z_1}{\partial \psi_3} \\ \frac{\partial x_3}{\partial \psi_3} & \frac{\partial y_3}{\partial \psi_3} & \frac{\partial z_3}{\partial \psi_3} \end{vmatrix} = 0.$$

Так как  $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} = R \cdot \sin \varphi$ ,  $\frac{\partial y_1}{\partial \varphi} = R \cdot \cos \varphi$ ,  $\frac{\partial z_1}{\partial \varphi} = 0$ ,  $\frac{\partial x_1}{\partial \psi_3} = 0$ ,  $\frac{\partial y_1}{\partial \psi_3} = 0$ ,  $\frac{\partial z_1}{\partial \psi_3} = 1$ , то

уравнение касания запишется в виде

$$\frac{\partial x_{31}}{\partial \psi_3} \cdot R \cdot \cos \varphi + \frac{\partial y_{31}}{\partial \psi_3} \cdot R \cdot \sin \varphi = 0. \quad (10)$$

Из этого уравнения может быть получено значение угла  $\varphi_0$ , определяющего положение характеристики на поверхности круга. Производные определим с учетом того, что вращение шлифовального круга не оказывает влияния на положение характеристики, а продольная подача зависит от вращения заготовки

$$S = S_0 \cdot \frac{\psi_3}{2 \cdot \pi}.$$

После подстановки производных в уравнение (10) и несложных преобразований получим значение угла  $\varphi_0$

$$\varphi_0 = \arctg \left[ \frac{z_1 \sin \nu \cos \delta + \frac{S_0}{2\pi} (\cos \beta \sin \delta - \sin \beta \cos \delta)}{z_1 \sin \delta + \left( A + \frac{S_0 \omega_3 t}{2\pi} \sin \beta \right) \cos \nu - \frac{S_0}{2\pi} \sin \nu (\sin \beta \sin \delta + \cos \beta \cos \delta)} \right], \quad (11)$$

где  $\omega_3$  - угловая скорость вращения заготовки (рад/с);  $t$  - время обработки (с);  $A + \frac{S_0 \omega_3 t}{2\pi} \sin \beta$  определяет текущее межцентровое расстояние шлифовального круга и заготовки, в мм.

Характеристика является частью винтовой линии с параметром  $\varphi_0$ , значение которого определяются положением репера круга в репере детали и величиной продольной подачи. Наибольшее значение на положение характеристики оказывает угол  $\nu$  и диаметр обрабатываемой заготовки  $d$  при принятом диаметре круга  $D$ , т.к.

$$A = -\left( \frac{d}{2} + \frac{D}{2} \cos \delta - t \right),$$

где  $t$  - глубина шлифования.

На рис. 3 и 4 показано влияние угла скрещивания  $\nu$  и угла разворота  $\delta$  репера круга на положение характеристики через значение угла  $\varphi_0$ . При

изменении угла скрещивания от 0 до  $60^\circ$  угол  $\varphi_0$  увеличивается практически прямо пропорционально его значению и резко возрастает в интервале от  $80$  до  $90^\circ$ , при этом характеристика приближается к дуге окружности с радиусом ШК. При угле скрещивания  $\nu=0$  при обработке цилиндрических поверхностей ( $\beta=0$ ) и отсутствии разворота ШК ( $\delta=0$ ) образующая совпадает с образующей круга ( $\varphi_0=0$ ). Для плоского шлифования периферией круга с продольной подачей  $\varphi_0=0$  для любых  $Z_1$  и характеристика совпадает с образующей.

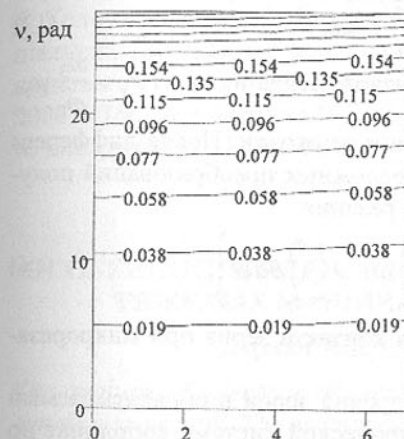


Рис. 3. Зависимость угла  $\varphi_0$  в радианах от угла скрещивания  $\nu$  и разворота  $\delta$  ШК:  $\beta=0$ ,  $z_1=-10$  мм,  $A=200$  мм

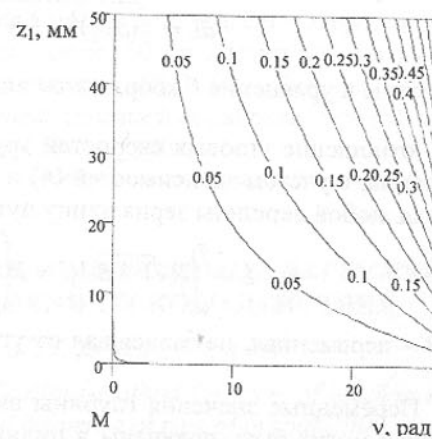


Рис. 4. Влияние угла скрещивания  $\nu$  (в рад) на значение угла  $\varphi_0$  вдоль оси ШК:  $\delta=0$ ,  $\beta=0$ ,  $A=-200$  мм,  $S_0=0,5$  мм/об

Подставляя значения ( $x_0 = R \cos \varphi_0$ ,  $y_0 = R \sin \varphi_0$ ) координат характеристики в уравнение (6), получим уравнение огибающей поверхности, которая является поверхностью резания. Пересечение поверхности резания, полученной на предыдущем обороте заготовки, с рабочей поверхностью круга определяет граничную линию контакта алмазных зерен при работе. Она может быть определена в цилиндрической системе координат ШК через значение угла  $\varphi_1 = \varphi\{z_1\}$  путем решения системы трансцендентных уравнений. Тогда площадь контакта круга с заготовкой определяется двойным интегралом

$$F = R \int_{-H}^0 \int_{\varphi_1}^{\varphi_0} d\varphi dz \quad (12)$$

Важнейшими показателями для оценки работы отдельных зерен являются: длина дуги на участке траектории его движения, где осуществляется разрушение припуска; вероятность контакта [2]; текущая глубина резания на зерне по длине дуги контакта.

Длина дуги контакта алмазных зерен при соответствующих нагрузках определяет работу, выполняемую данным зерном в процессе шлифования и таким образом, влияет на износ зерна и стойкость шлифовального круга в целом. Имеющиеся в литературе [1,4] формулы расчета длины дуги контакта пригодны лишь для конкретных методов шлифования и не учитывают вероятностный характер контакта зерна с материалом припуска [2]. Траектория абразивного зерна в базисе 3 определяется уравнениями (6). Элементарная длина дуги контакта заготовки с зерном имеет вид

$$dL = \sqrt{(dx_3)^2 + (dy_3)^2 + (dz_3)^2}. \quad (13)$$

Подставим в уравнения 6 координаты алмазного зерна и  $z = i\psi_1 = \frac{\omega_3}{\omega_1} \psi_1$ ,

где  $i$  — отношение угловых скоростей круга и заготовки. После дифференцирования, с учетом зависимостей (4) и несложных преобразований получим для любой вершины зерна длину пути резания

$$L = \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} R \sqrt{1 + B d\psi} \approx R \left( \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} d\psi + \frac{1}{2} \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} B d\psi \right), \quad (14)$$

где  $B$  — переменная, не зависящая от угла контакта зерна при микрорезании.

Переменные значения глубины внедрения зерна в обрабатываемый материал могут быть получены в цилиндрической системе координат по зависимости

$$u_i \{\varphi\} = (R - u_3) + \sqrt{r^2 - A^2 \cdot \sin^2 \varphi} - A \cdot \cos \varphi, \quad (15)$$

где значение угла контакта изменяется в пределах  $\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_1$ . Если в зависимости 15 вторую составляющую представить в виде степенного ряда и сохранить два его члена, то после преобразований получим более простое выражение текущего значения глубины микрорезания

$$\begin{aligned} u_i \{\varphi\} &= (R + r - u_3) - A \cdot \cos \varphi - \frac{1}{2} \left( \frac{A \cdot \sin \varphi}{r} \right)^2 = \\ &= (R + r)(1 - \cos \varphi) + i_\phi \cos \varphi - u_3 - \frac{1}{2} \left( \frac{A \sin \varphi}{r} \right)^2. \end{aligned} \quad (16)$$

Таким образом, использование отображения аффинного пространства при формообразовании поверхностей шлифованием позволяет учесть переменные условия работы зерен вдоль образующей круга и их разноточность в пределах РПК.

**Список литературы:** 1. Абразивная и алмазная обработка материалов. Справочник / Под ред. А.Н. Резникова. — М.: Машиностроение, 1977. — 391с. 2. Новоселов Ю.К. Динамика формообразования поверхностей при

абразивной обработке. — Саратов: Издательство Саратовского университета, 1979. — 232с. 3. Гусев В.В. Обоснование и разработка способа повышения производительности обработки специзделий из ситаллов. Диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.03.01, 05.02.08. — Москва: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1986. — 247с. 4. Маслов Е.Н. Теория шлифования материалов. — М.: Машиностроение, 1974. — 320с. 5. Перепелица Б.А. Отображения аффинного пространства в теории формообразования поверхностей резанием. Харьков: Выща школа, 1981. — 152с. 6. Коломієць О.А. Математичні та комп'ютерні моделі поверхонь в спеціальних нормальних координатах. Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук: 05.01.01. — Донецьк: ДонДТУ, 2000. — 16с. 7. Захаренко И.П. Основы алмазной обработки твердосплавного инструмента — Киев: Наук. Думка, 1981. — 300с.

Статья поступила в редакцию 30.01.2001г.

## ОСОБЕННОСТИ ИДЕНТИФИКАЦИИ РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ ТЯЖЕЛЫХ МАШИН ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Деркач А.В. (ДонДТУ, Донецк, Украина)

*The analysis of tolerance of identifications method for form of loading in this article was present. The estimation of influence of type of probabilities model on the maximal loading is done.*

Оценка надежности технологического оборудования и прочности его деталей и узлов основывается на теоретико-вероятностной модели в виде функции распределения, описывающей эксплуатационный режим нагружения (ЭРН). Разработаны методики определения ЭРН для оборудования различных отраслей машиностроения (см. ГОСТ 25835-83, РТМ 45-1-80, РТМ 2-056-6-80, РД 24.010.32-88). В указанных методиках заложен общий принцип: на основании априорной информации о значениях максимальной нагрузки  $Q_{\max}$  и коэффициента долговечности  $K_Q$  фактический ЭРН заменяется типовым режимом нагружения с известными характеристиками. Число типовых режимов ограничено. При проектировании нового оборудования решение принимается на основании информации о нагруженности действующих аналогов, а для эксплуатируемого оборудования — на основании экспериментальных данных о фактическом ЭРН. Цена ошибки при определении уровня нагруженности высока: по данным [1] погрешность в 10% при определении  $Q_{\max}$  приводит к увеличению массы проектируемого оборудования на 22 % и снижению показателей надежности на 26 % по сравнению с ожидаемыми. Очевидно, что эта погрешность вносится на этапе идентификации реального ЭРН и его замены теоретико-вероятностной моделью в виде закона распределения нагрузки.

Стандартизованный методический подход приемлем для оборудования, выпускаемого большими сериями, поскольку диапазон возможных вариантов нагружения однотипного оборудования в различных условиях широк. Для уникального оборудования такой подход неприменим как при проектировании нового оборудования, так и при оценке нагруженности действующего по нижеприведенным причинам.

Использование данных о нагруженности морально устаревших действующих аналогов при проектировании нового оборудования неприемлемо. Для определения  $Q_{\max}$  погрешность дискретизации при использовании типовых режимов (например, в соответствии с РТМ 45-1-80) лежит в пределах  $\pm 3-6\%$ , причем, она является составляющей полной погрешности.

Для действующего оборудования идентификация ЭРН основана на показаниях критериев согласия (наиболее часто используются критерии Колмогорова-Смирнова  $\lambda$  и Пирсона  $\chi^2$ ), однако здесь есть несколько моментов, не позволяющих считать выводы достаточными.

Как правило, для стабильно работающего оборудования в условиях высокой культуры производства и отработанной технологии характерны: сравнительно небольшое рассеивание нагрузок, характеризующее коэффициентом вариации  $v_Q \leq 0.15$  и эксцессом в пределах  $E = 1.7 - 8$ . Распределения нагрузки, как правило - одномодальные. Для этого случая в качестве теоретико-вероятностных моделей могут использоваться несколько распределений, включая нормальное, равномерное, бета-распределение, двустороннее экспоненциальное и др. Как правило, объем выборки редко превышает 500 значений, а группирование данных в классы нивелирует отличия между указанными распределениями в области редких значений, что затрудняет их идентификацию. Эти особенности обусловили низкую чувствительность критериев при оценке состоятельности гипотезы о виде распределения, что видно из следующего примера.

Исходные выборки объемом 200 и 500 значений подчиняются нормальному закону распределения ( $E=3$ ). Сравнение базовой выборки производится с моделями, описываемыми двусторонним экспоненциальным распределением:

$$P(Q) = \frac{\alpha}{2\lambda\sigma\Gamma(1/\alpha)} e^{-\left|\frac{Q-\bar{Q}}{\sigma\lambda}\right|^\alpha} \quad (1)$$

где  $\lambda = \sqrt{\frac{\Gamma(1/\alpha)}{\Gamma(3/\alpha)}}$  - параметр формы распределения.

Распределение (1) позволяет получать модели с широким диапазоном значений эксцесса, определяемым коэффициентом  $\alpha$ . Последний принимает значения, указанные в табл. 1, которые соответствуют значениям  $E$  в

диапазоне от 1.92 до 5.95 ( $\alpha = 1 - 7$  соответственно). Указанные значения характеризуют реальные режимы нагружения [2, 3].

Адекватность моделей оценивается по вероятности принятия  $H_0$  - гипотезы о нормальном распределении по критериям Пирсона, Колмогорова-Смирнова и информационной теории [4]. Аппарат последней разработан сравнительно недавно и еще не нашел широкого применения в задачах статистического синтеза нагруженности. Идентификация по [4] основывается на выполнении условий попадания теоретических значений контрэксцесса  $\kappa$  и коэффициента энтропии  $K_h$  модели в диапазон  $\{\kappa \pm \delta\kappa; K_h \pm \delta K_h\}$ , характеризующий ЭРН с учетом неопределенности из-за ограниченного объема выборки.

Предлагаемый подход позволяет оценить чувствительность сравниваемых методов к отличию в эксцессе у распределений, имеющих похожий вид. Все сравниваемые распределения близки по форме, однако отличаются значениями эксцесса. Это обусловило существенное различие в значениях квантилей для вероятностных моделей, прошедших тест на состоятельность. Результаты проверки приведены в табл. 2.1

Таблица 1. Сходимость результатов идентификации при проверке  $H_0$  - гипотезы по различным критериям.

| $\alpha$              | Критерий Пирсона |                        | Критерий Колмогорова-Смирнова |                        | Информационная теория [4] |                    |       |                  |                        |
|-----------------------|------------------|------------------------|-------------------------------|------------------------|---------------------------|--------------------|-------|------------------|------------------------|
|                       | $P(\chi^2)$      | Вывод о $H_0$ гипотезе | $P(\lambda)$                  | Вывод о $H_0$ гипотезе | $\kappa$                  | $\pm \delta\kappa$ | $K_h$ | $\pm \delta K_h$ | Вывод о $H_0$ гипотезе |
| Объем выборки $N=500$ |                  |                        |                               |                        |                           |                    |       |                  |                        |
| 1                     | 0                | -                      | 0.00                          | -                      | 0.41                      | 0.19               | 1.92  | 0.05             | -                      |
| 1.25                  | 0.01             | -                      | 0.46                          | +                      | 0.47                      | 0.12               | 2.01  | 0.05             | +                      |
| 1.5                   | 0.48             | +                      | 1.00                          | +                      | 0.52                      | 0.04               | 2.05  | 0.09             | +                      |
| 3                     | 0.27             | +                      | 1.00                          | +                      | 0.61                      | 0.05               | 2.03  | 0.04             | -                      |
| 5                     | 0.00             | -                      | 0.30                          | +                      | 0.69                      | 0.03               | 1.97  | 0.03             | -                      |
| 7                     | 0.00             | -                      | 0.16                          | +                      | 0.72                      | 0.03               | 1.92  | 0.03             | -                      |
| Объем выборки $N=200$ |                  |                        |                               |                        |                           |                    |       |                  |                        |
| 1                     | 0.00             | -                      | 0.27                          | -                      | 0.41                      | 0.30               | 1.92  | 0.08             | -                      |
| 1.25                  | 0.23             | +                      | 1.00                          | +                      | 0.47                      | 0.19               | 2.01  | 0.07             | +                      |
| 1.5                   | 0.94             | +                      | 1.00                          | +                      | 0.51                      | 0.14               | 2.05  | 0.06             | +                      |
| 3                     | 0.90             | +                      | 1.00                          | +                      | 0.64                      | 0.07               | 2.04  | 0.05             | +                      |
| 5                     | 0.04             | -                      | 0.95                          | +                      | 0.69                      | 0.05               | 1.97  | 0.05             | -                      |
| 7                     | 0.00             | -                      | 0.75                          | +                      | 0.71                      | 0.05               | 1.92  | 0.05             | -                      |

«+» - для отбрасывания  $H_0$  гипотезы оснований нет;

«-» -  $H_0$  гипотеза не подтверждается.



Как видно из табл. 1, наименее строгий из рассмотренных – критерий Колмогорова-Смирнова. Критерий Пирсона более чувствителен к отличию эксцессов, однако с уменьшением объема выборки вероятность принятия гипотезы существенно повышается, что обуславливает снижение точности результата идентификации.

Оба критерия согласия не позволяют судить о виде функции, наиболее близкой по форме к ЭРН, тогда как информационный подход позволяет идентифицировать распределения с большей достоверностью, поскольку одним из идентифицирующих критериев является именно параметр формы – контрэксцесс  $k$ .

Практическим следствием несовпадения значений эксцесса модели и экспериментальных данных является погрешность определения максимальной нагрузки для случая замены нормальным распределением распределений (1.13). Так, при уровне доверительной вероятности  $P_d = 0,9973$  значениями погрешности, определенных при различных значениях  $\alpha$  пренебрегать нельзя (рис. 1)

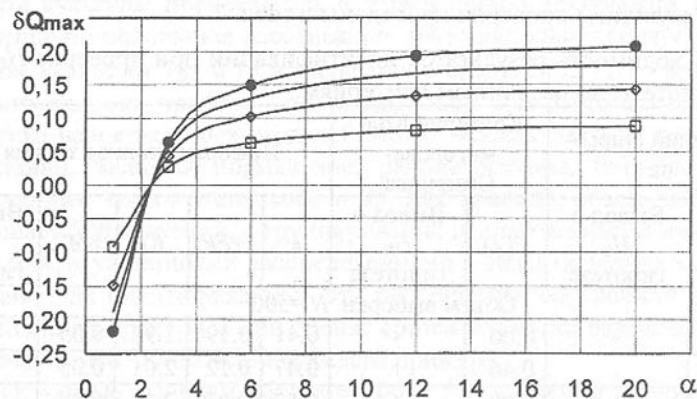


Рис.1. Погрешность определения максимальной нагрузки при замене нормальным распределением ЭРН, описываемых (1) при различных значениях средних квадратичных отклонений:  $\square$  -  $\sigma=0,05$ ;  $\diamond$  -  $\sigma=0,10$ ;  $\Delta$  -  $\sigma=0,15$ ;  $\bullet$  -  $\sigma=0,20$ .

Проведенный анализ свидетельствует о недостаточной точности традиционных методов идентификации вида ЭРН тяжелого технологического оборудования, используемых на настоящем этапе развития теории статистического синтеза технологической нагруженности и необходимости использования методов, предложенных в [4].

**Список литературы:** 1. Большаков В.И., Веренев В.В. Особенности идентификации динамической модели главного привода листопркатного

стана//Защита металлургических машин от поломок - Мариуполь, 1998.- Вып.3-С.30 - 34. 2. Л.В Коновалов. Нагруженность, усталость, надёжность деталей металлургических машин.- М.: Металлургия, 1981.-280 с. 3. Поляков Б.Н., Няшин Ю.И., Волегов Н.Ф.и др.Нагруженность, несущая способность и долговечность прокатного оборудования. - М.: Металлургия, 1990.-320 с. 4. Новицкий П.В. Зограф И.А. Оценка погрешностей результатов измерений.- 2-е изд., переаб. и доп.- Л.: Энергоатомиздат. 1991.-304 с.

Статья поступила в редакцию 30.01.2001г.

## ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ КЛАПАН ДЛЯ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА ГАЗА ПРИ ПРОДУВКЕ СТАЛИ В РАЗЛИВОЧНОМ КОВШЕ

Еронько С.П., Полонская Ю.Г., Быковских С.В.

(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*Construction and operation principles of electromechanical valve are described. The electromechanical valve forms part of automatic control system of steel blowing in the tapping ladle and is intended for gas expenditure regulation. The electromechanical valve consists of two parts, each of which includes flow metering valve and drive unit. The drive units operation provides by control system, the description of which is given. The consistency of cam profile design basing on law of steel mass changing in the ladle is performed.*

Разработка энергосберегающих технологий является одним из приоритетных направлений дальнейшего развития металлургической отрасли. Применительно к условиям инъекционной обработки стали задача экономного расходования дорогостоящего инертного газа, используемого в качестве энергоносителя, может быть решена за счет оптимизации технологических параметров процесса перемешивания расплава. С целью снижения энергетических затрат на обработку стали рафинирующими газами сотрудниками Донецкого государственного технического университета предложена автоматизированная система управления процессом донной продувки металла в разливочном ковше, обеспечивающая достижение требуемого эффекта перемешивания при минимальных затратах аргона [1].

В состав системы входят блок непрерывного контроля массы стали, поступающей из плавильного агрегата в разливочный ковш, и блок регулирования расхода дувяемого газа. Первый из указанных блоков включает месдозу и подсистему обработки измеряемых сигналов, состоящую из усилителя и аналого-цифрового преобразователя (АЦП). Второй блок, позволяющий осуществлять гибкое регулирование интенсивности продувки, имеет в своем составе регулируюшую аппаратуру и контрольно-измерительные средства.

Из-за невозможности применения в предложенной автоматизированной системе серийно выпускаемых промышленностью регулирующих приборов, был разработан, спроектирован и изготовлен опытно-промышленный образец электромеханического клапана, позволяющего реализовать энергосберегающую технологию продувки стали инертным газом в разливочных ковшах различной вместимости. Схема разработанного клапана приведена на рис.1.

Клапан конструктивно выполнен в виде двух последовательно соединенных между собой модулей, каждый из которых состоит из дросселя и приводного устройства. Оба дросселя однотипны и позволяют регулировать расход газа за счет изменения проходного сечения канала при поступательном перемещении подпружиненного плунжера.

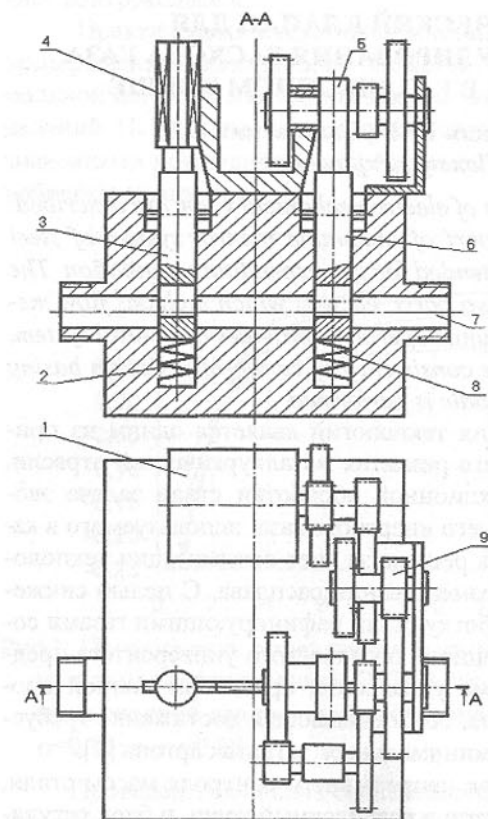


Рис.1. Схема разработанного электро-механического клапана

1 – электродвигатель постоянного тока; 2, 8 – пружина; 3, 6 – плунжер; 4 – соленоид с подвижным сердечником; 5 – кулачок; 7 – канал; 9 – зубчатые передачи

В первом модуле, обеспечивающем изменение расхода газа в соответствии с текущим значением массы металла в ковше, плавное перемещение плунжера осуществляется кулачковым механизмом, снабженным электро-механическим приводом, состоящим из мотор-редуктора и системы зубчатых передач.

Дроссель второго модуля приводится в действие соленоидом с подвижным сердечником и обеспечивает дискретное изменение расхода вдуваемого газа при минимальной или максимальной интенсивности подачи энергоносителя.

Для управления электродвигателем кулачкового механизма первого модуля используется усилитель постоянного тока (УПТ) (рис. 2). С целью увеличения входного сопротивления УПТ выполнен на транзисторах

VT1 и VT2 по схеме составного транзистора. Входной регулируемый делитель, собранный с использованием резисторов R1, R2, R4, R5, используется для приведения выходных напряжений цифро-аналогового преобразователя (ЦАП) к уровням, необходимым для работы УПТ. Резисторы R3, R6 отрицательной

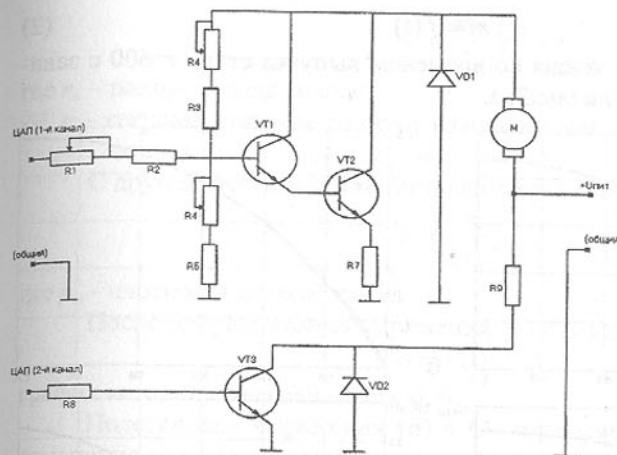


Рис.2. Схема усилителя постоянного тока

обратной связи предназначены для изменения коэффициента усиления УПТ и, тем самым, приведения в соответствие частоты вращения электродвигателя привода с выходным напряжением ЦАП. Диод VD1 предназначен для защиты коллекторного перехода транзистора от импульсов обратного тока, возникающих при работе электродвигателя привода.

УПТ привода электродвигателя включен в цепь обратной связи автоматизированной системы управления процессом продувки, поэтому в нем не используется обратная связь, предназначенная для стабилизации частоты его вращения при заданном входном напряжении. Это значительно упростило схему УПТ без ухудшения технических характеристик.

Для управления электромагнитом дросселя второго модуля использован ключевой каскад на транзисторе VT3.

Стабильность работы электро-механического клапана во многом зависит от профиля кулачка, входящего в состав первого модуля. Построение профиля кулачка выполняется по закону движения вертикального плунжера

$$L = f(\varphi_k), \quad (1)$$

где  $L$  – ход вертикального плунжера;

$\varphi_k$  – угол поворота кулачка.

Для предлагаемого способа продувки металла в ковше изменению массы расплава, по ходу его выпуска, соответствует изменение расхода вдуваемого газа. Необходимый расход обеспечивается соответствующим положением вертикального плунжера, изменяющего газопропускную способность канала клапана. Поэтому, в качестве исходных данных для получения закона (1), была принята экспериментальная зависимость массы металла  $m$  в ковше от времени выпуска

$$m = f(t). \quad (2)$$

Для условий 250-тонного ковша со временем выпуска стали  $t=600$  с зависимость (2) представлена на рис.3, а.

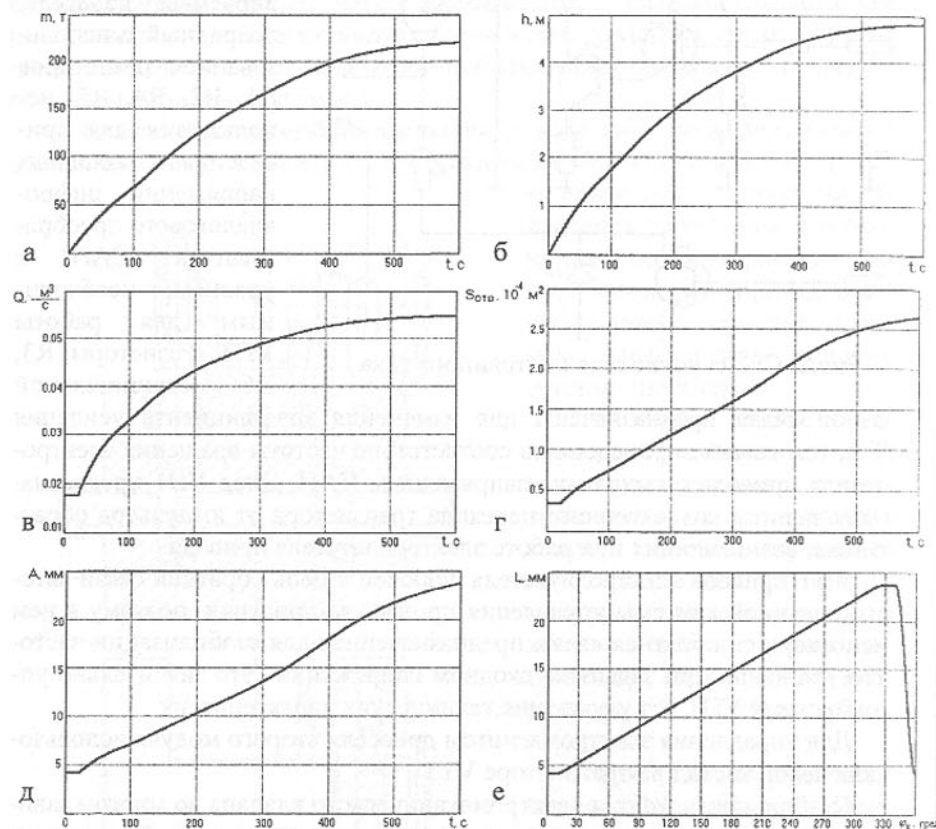


Рис.3. Графики изменения: а – массы металла  $m=f(t)$ ; б – уровня металла в ковше  $h=f(t)$ ; в – расхода ддуваемого газа  $Q_{np}=f(t)$ ; г – площади поперечного сечения канала  $S_{oma}=f(t)$ ; д – высоты отверстия канала  $A=f(t)$  е – положения плунжера от угла поворота кулачка  $L=f(\varphi_k)$

Расход ддуваемого газа, при котором обеспечивается «допробойный» режим его истечения в расплав, определяется по формуле, приведенной в работе [1], и зависит от высоты  $h$  перемешиваемого слоя металла в ковше

$$Q_{np} = f(h). \quad (3)$$

Для получения зависимости  $Q_{np}$  от времени выпуска металла, находится его объем, соответствующий высоте слоя  $h$ . Принято, что полость ковша имеет форму усеченного конуса. Тогда, объем металла высотой  $h$  можно определить по известной формуле:

$$V = \frac{\pi h}{3} \cdot (r_n^2 + r_n r + r^2), \quad (4)$$

где  $r_n$  – радиус днища ковша;

$r$  – текущее значение радиуса ковша, определяемое на расстоянии  $h$  от днища.

С другой стороны объем металла в ковше определяется его массой  $m$ :

$$V = \frac{m}{\rho_m}, \quad (5)$$

где  $\rho_m$  – плотность жидкой стали.

После приравнивания выражений (4) и (5) получена зависимость

$$h = f(t), \quad (6)$$

график которой приведен на рис.3, б.

Подстановка выражения (6) в (3) позволяет прийти к зависимости изменения расхода ддуваемого газа по ходу выпуска металла:

$$Q_{np} = f(t). \quad (7)$$

По технологическим требованиям продувку в 250-тонном ковше в начальный период выпуска стали ведут с постоянным минимальным расходом газа  $Q_{np \min}$  до тех пор, пока уровень металла не достигнет  $h_{\min}=0,5$  м. В связи с этим закон движения плунжера должен содержать участок продолжительностью  $t_1$ , на котором величина хода  $L$  постоянна. Значение  $t_1$  соответствует времени наполнения ковша до  $h_{\min}$  и для 250-тонного ковша составляет  $t_1=22$  с. На рис. 3, в представлен полученный график зависимости  $Q_{np} = f(t)$ .

Изменение расхода ддуваемого газа по ходу выпуска стали обеспечивается изменением площади поперечного сечения газопропускного канала клапана при перемещении вертикального плунжера. Расход газа можно определить по известному из гидродинамики [2] выражению

$$Q = \alpha S \sqrt{\frac{2}{\rho_g} \Delta p}, \quad (8)$$

где  $\alpha$  – коэффициент расхода, зависящий от местных гидравлических сопротивлений и сжатия потока газа,  $\alpha=0,8$  [2];

$S$  – площадь сечения в месте сужения трубопровода;

$\rho_g$  – плотность газа;

$\Delta p$  – перепад давлений в трубопроводе на участке сужения:

$$\Delta p = p_1 - p_2,$$

где  $p_1$  – давление газа, поддерживаемое в трубопроводе;

$p_2$  – давление столба металла в ковше.

Выразив из (8) площадь  $S$  и подставив в него выражение (7), можно получить зависимость площади поперечного сечения канала клапана от времени (рис.3, г):



$$S = f(t). \quad (9)$$

Газопропускной канал имеет прямоугольное сечение размером  $A \times B$ . Изменение площади поперечного сечения  $S$  происходит за счет изменения высоты  $A$  при неизменной ширине  $B$ . Тогда, на основании выражения (9) определена зависимость изменения высоты  $A$  сечения канала как функция времени

$$A = f(t), \quad (10)$$

график которой приведен на рис.3, д.

Так как изменение высоты газопропускного канала обеспечивается перемещением вертикального плунжера, то полученная зависимость (10) и является законом его движения на участке рабочего хода кулачка

$$L = f(t). \quad (11)$$

Рабочий ход включает два интервала: 1) от  $t_0=0$  до  $t_1=22$  с – выстой; 2) от  $t_1=22$  с до  $t_2=600$  с – удаление. Поскольку на отрезке ( $t_1$ ;  $t_2$ ) закон движения плунжера получен на основании экспериментальных данных, то для сглаживания неравномерностей он был аппроксимирован прямой

$$L(t) = a + bt,$$

где  $a$  и  $b$  – коэффициенты регрессии, определенные методом наименьших квадратов.

Погрешность аппроксимации составила 0,2%.

Положение плунжера определяется углом поворота кулачка  $\varphi_k$ . Тогда, заменяя в выражении (11) аргумент на  $\varphi_k$ , закон движения плунжера можно записать как

$$L = f(\varphi_k).$$

За цикл работы клапана кулачок совершает один оборот, т.е.  $\varphi_k = 360^\circ$ . Из конструктивных соображений принято, что времени рабочего хода плунжера  $t_2=600$  с соответствует угол поворота кулачка  $\varphi_k = 340^\circ$ . На участке холостого хода ( $\varphi_k = 340...360^\circ$ ) движение плунжера происходит по косинусоидальному закону:

$$L = c_1 - c_2 \frac{\Delta\varphi_k}{\pi} \cos\left(\frac{\pi}{\Delta\varphi_k} \varphi_k\right),$$

где  $c_1, c_2$  – константы, определяемые по выражениям

$$c_1 = c_2 \frac{\Delta\varphi_k}{\pi} \cos\left(\frac{\pi\varphi_{k3}}{\Delta\varphi_k}\right); \quad c_2 = \frac{\pi}{\Delta\varphi_k} \cdot \frac{1}{\cos\left(\frac{\pi}{\Delta\varphi_k} \varphi_{k3}\right) - \cos\left(\frac{\pi}{\Delta\varphi_k} \varphi_{k4}\right)},$$

где  $\varphi_{k3}, \varphi_{k4}$  – углы поворота кулачка в начале и конце холостого хода, соответственно равные  $340^\circ$  и  $360^\circ$ ;

$\Delta\varphi_k$  – угол поворота кулачка на участке холостого хода,  $\Delta\varphi_k = 20^\circ$ .

Для устранения жестких ударов на границах участков выстоя и удаления принято, что движение плунжера происходит по дугам окружностей,

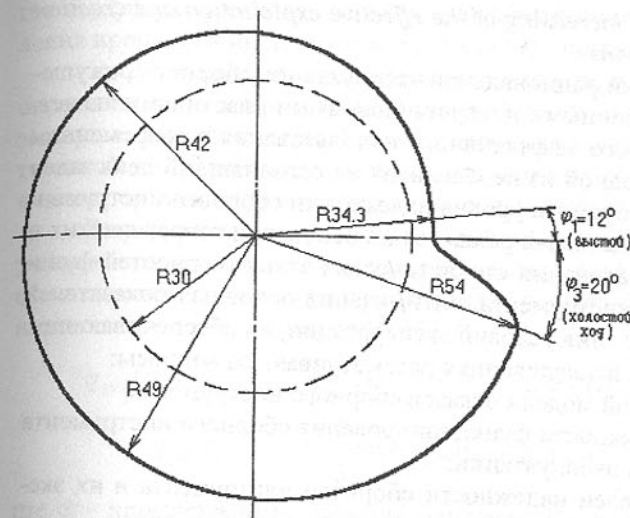


Рис.4. Рассчитанный профиль кулачка

построен профиль кулачка (рис.4).

Вращение кулачку передается от мотор-редуктора через систему зубчатых передач, общее передаточное отношение которых составляет  $u=318$ .

Таким образом, разработанный электромеханический клапан позволяет реализовать технологию продувки стали в дискретном режиме, обеспечивающем снижение расхода энергоносителя.

**Список литературы:** 1. Разработка автоматизированной системы управления процессом продувки стали в разливочном ковше газами / С.П. Еронько, С.В. Быковских, Ю.Г. Полонская, Е.В. Ошовская // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах: Зб.наук.пр.- Хмельницький: ТУП. – 2000. – С.93-96. 2. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. – Минск: Высшая школа, 1976. – 415 с.

Статья поступила в редакцию 30.01.2001г.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СБОРНОГО ИНСТРУМЕНТА, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ОПТИМАЛЬНЫЙ УРОВЕНЬ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЕГО НАДЕЖНОСТИ

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

The complex technique for estimation and optimization of the tool reliability parameters is developed at its creation and operation, based on definition of the integral of quality. The theoretical and experimental investigations of the cutting

сопрягающих прямолинейные отрезки. Полученный закон движения плунжера в зависимости от угла поворота кулачка представлен на рис.3, е.

На основании положений теории машин и механизмов выбран минимальный радиус кулачка, который составил  $R_{\min} = 0,03$  м. По полученному закону движения плунжера (см. рис.3, е) с учетом  $R_{\min}$

tool reliability are used for increasing of the effective exploitation and creation the optimum cutting conditions

Определение условий рациональной эксплуатации сборного режущего инструмента с многогранными неперетачиваемыми пластинами является важнейшим условием его эффективного использования в современном производстве. При этом одной из нерешенных на сегодняшний день задач остается обеспечение требуемого уровня надежности сборного инструмента. В настоящей работе эта задача решается на основании теоретических и экспериментальных исследований стохастических закономерностей функционирования сборного инструмента, оптимизации основных показателей его надежности и определения условий эксплуатации, их обеспечивающих.

При теоретических исследованиях рассматриваются вопросы:

- создание вероятностной модели отказов сборного инструмента;
- создание модели надежности функционирования сборного инструмента в различных условиях эксплуатации;
- оптимизация показателей надежности сборного инструмента и их эксплуатационное обеспечение.

В результате экспериментальных исследований сборного инструмента устанавливаются виды его отказов и законы распределения показателей надежности для широкого диапазона изменений условий эксплуатации, подтверждающие адекватность разработанных моделей и достоверность теоретических исследований.

При создании вероятностных моделей отказов инструмента рассматриваются два основных их вида – изнашивание и разрушение режущего лезвия, причем

$$q_u + q_p = 1,$$

где  $q_u$  - вероятность изнашивания;  $q_p$  - вероятность разрушения.

Наиболее неблагоприятным является разрушение лезвия инструмента, приводящее к внеплановым простоям оборудования и повышенному расходу инструментального материала. Поэтому основное внимание уделяется исследованию вероятностных закономерностей разрушения лезвия.

Вероятностная модель разрушения устанавливается на основании сопоставления уровня прочности режущего лезвия с уровнем действующей на инструмент нагрузки в различных условиях эксплуатации и с учетом изменения прочности и нагрузки во времени [1]. Вероятность разрушения определяется как вероятность того, что прочность остается меньше нагрузки для всех возможных значений нагрузки, либо как вероятность того, что нагрузка превышает прочность для всех значений прочности:

$$q_p = \int_{-\infty}^{\infty} F_{P_{ин}}(p) f_{P_z}(p) dp = \int_{-\infty}^{\infty} [1 - F_{P_z}(p)] f_{P_{ин}}(p) dp,$$

где  $F_{P_{ин}}(p)$ ,  $f_{P_{ин}}(p)$  - интегральная и дифференциальная функции распределения прочности инструмента;  $F_{P_z}(p)$ ,  $f_{P_z}(p)$  - нагрузки.

Уровень нагрузки на инструмент характеризуется силой резания  $P_z$ , определяемой в зависимости от условий эксплуатации по общеизвестным эмпирическим формулам. Уровень прочности оценивается силой  $P_{ин}$ , достаточной для разрушения инструмента, которая рассчитывается на основании экспериментально устанавливаемой разрушающей подачи  $s_p$ .

Разработаны вероятностные модели разрушения режущего лезвия, учитывающие условия эксплуатации инструмента для двух наиболее распространенных законов распределения показателей прочности и нагрузки - нормального закона и закона Вейбулла:

$$q_{pH}(t_o, s_o, v_o) = 1 - \Phi \left[ -(\eta_6 / t_o^x s_o^y v_o^n - 1) / V \sqrt{(\eta_6^2 / t_o^{2x} s_o^{2y} v_o^{2n} + 1)} \right];$$

$$q_{pB}(t_o, s_o, v_o) = \int_0^{\infty} \exp \left\{ - \left[ (a \eta_6 / t_o^x s_o^y v_o^n) y^{(1/b_n)} \right]^{b_n} - y \right\} dy,$$

где  $\Phi$  - нормированная функция Лапласа;  $V$  - коэффициент вариации показателей прочности и нагрузки;  $x, y, n$  - показатели степени, определяемые в зависимости от условий эксплуатации инструмента;  $\eta_6$  - базовый коэффициент безопасности, равный отношению базовых показателей прочности и нагрузки;  $v_o = v/v_6$ ,  $s_o = s/s_6$ ,  $t_o = t/t_6$  - относительные показатели, характеризующие требуемые изменения скорости резания, подачи и глубины соответственно;  $b_n, b_n$  - параметры формы закона Вейбулла соответственно для прочности и нагрузки,  $a$  - параметр масштаба этого закона:

$$a = \Gamma(1 + 1/b_n) / \Gamma(1 + 1/b_n).$$

С течением времени прочность инструмента снижается вследствие накопления повреждений, а нагрузка повышается вследствие износа. В этом случае прочность и нагрузка представляются как фиксированные случайные величины с известными законами распределения в начальный момент времени и заданными законами изменения их математических ожиданий во времени.

Для нормального закона и закона Вейбулла распределения показателей прочности и нагрузки установлены вероятностные модели разрушения режущего лезвия при линейном изменении во времени их средних значений:

$$q_{pH}(\tau) = 1 - \Phi \left[ -(\eta - 1 - c\tau) / V \sqrt{(\eta^2 + 1)} \right];$$

$$q_{pB}(\tau) = \int_0^{\infty} \exp \left\{ - \left[ (a(\eta - c\tau) y^{(1/b_n)})^{b_n} - y \right] \right\} dy,$$

где  $\eta = P_{ин}/P_z$  - коэффициент безопасности, равный отношению показателей прочности и нагрузки;  $c$  - коэффициент интенсивности изменения

прочности и нагрузки во времени, характеризующий общую суммарную скорость изменения прочности и нагрузки в отношении к действующей нагрузке:  $c = (a + b)/P_z$ ;  $a$ ,  $b$  – соответственно скорости изменения нагрузки и прочности в линейных уравнениях:

$$P_z(\tau) = P_z - a\tau; P_{ин}(\tau) = P_{ин} - a\tau.$$

Полученные зависимости позволяют количественно оценивать вероятность разрушения режущего лезвия в зависимости от условий эксплуатации инструмента в любой заданный момент времени его функционирования.

Результаты экспериментального исследования и оценки вероятности разрушения по заданным режимам резания при эксплуатации инструмента, с достаточной степенью точности подтверждающие теоретические расчеты, представлены в табл.1. Прочность инструмента  $P_{ин}$  оценивалась по результатам форсированных испытаний при скорости резания  $v = 20$  м/мин, разрушающей подаче  $s_p = 1,51$  мм/об, глубине резания  $t = 6$  мм.

Таблица 1. Оценка вероятности разрушения инструмента

| Обрабатываемый материал, твердость | Режимы резания    |                 |               | Число испытаний N | Вероятность разрушения |                 | Ошибки, % |
|------------------------------------|-------------------|-----------------|---------------|-------------------|------------------------|-----------------|-----------|
|                                    | Скорость V, м/мин | Подача S, мм/об | Глубина t, мм |                   | эксперимент. $q_z$     | расчетная $q_p$ |           |
| Сталь45<br>HB163...207             | 95                | 0,70            | 1,8           | 53                | 0,019                  | 0,017           | 10,5      |
| Сталь20ХГНР<br>HB174...217         | 40                | 0,34            | 4,0           | 48                | 0,041                  | 0,046           | 10,8      |
| Сталь20ХГНР<br>HB174...217         | 63                | 0,78            | 2,4           | 41                | 0,048                  | 0,052           | 8,3       |

Модель надежности функционирования сборного инструмента устанавливает взаимные связи между условиями его эксплуатации и показателями надежности. Для сборного инструмента важнейшими элементом, определяющими эффективность его использования и надежность функционирования, является многогранная неперетачиваемая пластина. Основными показателями ее безотказности и долговечности служат соответственно средний период стойкости  $T$  и среднее число периодов стойкости  $K$ , связанные с вероятностью разрушения  $q_p(t_o, s_o, v_o)$  следующим образом:

$$T(t_o, s_o, v_o) = T_n(1 - q_p(t_o, s_o, v_o)) + T_p q_p(t_o, s_o, v_o);$$

$$K(t_o, s_o, v_o) = K_n(1 - q_p(t_o, s_o, v_o)),$$

где  $T_n$  – нормативный средний период стойкости, определяемый по известным стойкостным зависимостям;  $T_p$  – средний период стойкости до разрушения;  $K_n$  – нормативное число периодов стойкости, равное для много-

гранных неперетачиваемых пластин количеству граней.

Средний период стойкости до разрушения определяется, исходя из вероятности безотказной работы инструмента до его разрушения  $P_p$ :

$$M[P_p] = \int_{-\infty}^{+\infty} P_p f(p_p) dp_p.$$

Вероятности безотказной работы инструмента до его разрушения для соответствующих законов распределения прочности и нагрузки нормального и Вейбулла:

$$P_{pH}(\tau) = 1 - q_p(\tau) = \Phi\left[-((\eta - 1)/c - \tau)/V\sqrt{(\eta^2 + 1)}\right];$$

$$P_{pB}(\tau) = 1 - \int_0^{\infty} \exp\left\{-[a(\eta - c\tau)y^{(1/b_n)}]^{b_n} - y\right\} dy.$$

Как следует из представленных зависимостей, закон распределения стойкости до разрушения в случае нормального распределения прочности и нагрузки также нормальный с параметрами  $T_p$  – средним значением периода стойкости до разрушения и  $S_p$  – среднеквадратичным отклонением, равными соответственно:

$$T_p = (\eta - 1)/c; S_p = V\sqrt{(\eta^2 + 1)}.$$

Следовательно, для нормального закона распределения прочности и нагрузки средний период стойкости до разрушения рассчитывается по известным параметрам  $\eta$  и  $c$ . Для закона Вейбулла определение среднего периода стойкости до разрушения осуществляется численными методами.

Указанные зависимости позволяют количественно оценивать влияние режимов обработки на основные показатели безотказности и долговечности многогранной неперетачиваемой пластины с учетом вероятности ее разрушения.

Обеспечение более высокого уровня безотказности и долговечности в эксплуатации при фиксированном качестве инструмента может быть достигнуто за счет уменьшения вероятности его разрушения при соответствующем снижении режимов резания.

С использованием в качестве критерия оптимизации относительного интегрального показателя качества, обеспечивающего наибольший полезный эффект от использования инструмента при наименьших затратах на его создание и эксплуатацию [2], определяются оптимальный уровень вероятности разрушения и соответствующие ему оптимальные уровни показателей безотказности и долговечности.

Критерий оптимизации в зависимости от вероятности разрушения с учетом представленных ранее зависимостей определяется следующим образом:



$$Q[q_p(t_o, s_o, v_o)] = [1 - q_p(t_o, s_o, v_o)]^m (1 + C) / (C + A[1 - q_p(t_o, s_o, v_o)]^n),$$

где  $m$  - показатель степени, характеризующий связь критерия оптимизации с вероятностью разрушения  $q_p(t_o, s_o, v_o)$ ;  $C = 3_{сб}/3_{сб}$  - постоянный коэффициент, характеризующий отношение затрат на создание и эксплуатацию базового инструмента;  $A, n$  - коэффициент пропорциональности и показатель степени, характеризующие связь затрат на эксплуатацию инструмента с вероятностью разрушения  $q_p(t_o, s_o, v_o)$ .

В полученном критерии не учитывается влияние времени работы на вероятность разрушения, в связи с чем, средний период стойкости до разрушения  $T_p$  принят равным 0.

Оптимальные значения вероятности разрушения, обеспечивающие максимальное значение критерия оптимальности - относительного интегрального показателя, определяются следующим образом:

$$q_p(t_o, s_o, v_o)_{opt} = [C/A(n/m - 1)]^{1/n}.$$

При эксплуатации инструмента представляет интерес определение наряду с оптимальным уровнем вероятности разрушения, безотказности и долговечности значений режимов резания, их обеспечивающих. В этом случае разработанный критерий оптимизации  $Q[q_p(t_o, s_o, v_o)]$  рассматривается как трехпараметрическая функция от относительных режимов резания  $Q(t_o, s_o, v_o)$ , получаемая с учетом установленной зависимости вероятности разрушения  $q_p(t_o, s_o, v_o)$  от условий эксплуатации.

Представленные на рис. 1а и 1б графики иллюстрируют двухпараметрическую зависимость критерия оптимизации  $Q(v_o, s_o, v_o)$  от относительных значений скорости резания и подачи при  $t_o = 1$  и подтверждают ее экстремальный характер.

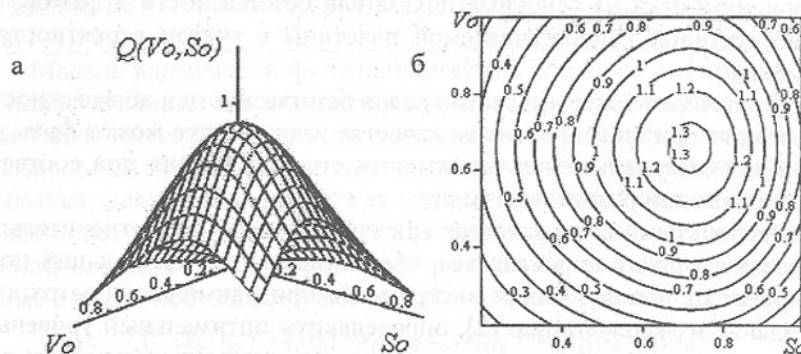


Рис. 1. Определение оптимального уровня режимов резания  $S_o, V_o$

На графике 1б в виде линий уровня представлены значения относительного интегрального показателя качества  $Q(v_o, s_o)$ , используемого в качестве критерия оптимизации, обеспечиваемые соответствующими относительными значениями скорости резания и подачи  $v_o$  и  $s_o$ .

Полученные зависимости позволяют количественно оценивать влияние режимов обработки на установленный критерий оптимизации и определять численными методами оптимальный уровень режимов резания, обеспечивающих оптимальные показатели безотказности и долговечности инструмента с учетом вероятности его разрушения. Усовершенствованная таким образом методика выбора оптимальных условий эксплуатации режущего инструмента позволяет снижать вероятность его разрушения и обеспечивать оптимальный уровень основных показателей надежности.

**Список литературы:** 1. Ивченко Т.Г. Прогнозирование вероятности разрушения инструмента для различных условий эксплуатации // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Донецк: ДонГТУ. - Вып. - 10. - 2000. - С. 75-81. 2. Ивченко Т.Г. Определение оптимального уровня показателей качества режущего инструмента. // Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем. Краматорск: ДГМА. - Вып. 7. - 1997. - С. 57-65.

Статья поступила в редакцию 23.01.2001г.

## ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ОБОРУДОВАНИЯ, ВАЖНОГО ДЛЯ БЕЗОПАСНОСТИ АЭС

Инюшев В.В., Стадник О.А. (ГНТЦ ЯРБ г. Киев, Украина)

*Issue regarding to far-out approach to durability investigation (according to the methodology developed) is being considered on an example of the Reactor Protection System of South-Ukrainian NPP unit.*

При исследованиях показателей надежности систем, важных для безопасности АЭС, в последнее время особый интерес стали вызывать показатели долговечности. Это связано с естественным старением и износом конструкций и оборудования АЭС и необходимостью принятия, на основе проводимых исследований, решения о возможности продления сроков эксплуатации. В то же время изучение показателей надежности конкретных объектов [1] показало, что на этапе эксплуатации классические методы их оценок, связанные со сбором и обработкой статистики имеют существенные ограничения по многим причинам. Важнейшей причиной является с одной стороны - высокая эксплуатационная надежность, а с другой - малое число наблюдаемых объектов, что делает статистический материал крайне скудным. Особенно мало наблюдается событий наступления так называемых *предельных состояний* [2] - параметров, критерии которых обычно задаются одновременно с показателями долговечности. В таких условиях, при отсутствии непосредственных наблюдений за окончанием ресурса (срока службы), возникла необходимость применения нетрадици-

онных подходов к оценке показателей надежности, в частности, показателей долговечности.

Имеющиеся нормативные документы в сфере использования ядерной энергии и радиационной безопасности, в частности [3], позволяют трактовать приближение предельного состояния по мере интенсификации *параметра потока отказов*. Таким образом, наблюдение за наступлениями предельных состояний не является определяющим и необходимым. Это позволило Государственному Научно-Техническому Центру по ядерной и радиационной безопасности (ГНТЦ ЯРБ) разработать инженерную методику, позволяющую на основе практических наблюдений за потоком отказов прогнозировать его поведение и на основании этого прогноза делать заключения о возможности безопасной эксплуатации исследуемого оборудования на некоторый промежуток времени за пределами наблюдений. Привлекательность такого подхода состоит в "обходе" невозможных, в нашем случае, изучений функций распределения времени наработки на предельное состояние, установлений их параметров и других процедур, предусмотренных стандартом [4].

Однако такой подход потребовал дополнительных усилий, связанных с применением специального аппарата исследования потока отказов [5,6,7,8]. Разработанная в ГНТЦ ЯРБ методология предусматривает как качественное (определение наличия тренда [9]), так и количественное рассмотрение потока отказов.

Высокие требования, предъявляемые к оборудованию систем, важных для безопасности, наложили свой отпечаток на выполнение работ по прогнозированию поведения параметра потока отказов. Поэтому, перед непосредственным прогнозом, как минимум, потребовалось убедиться, что и показатель безотказности [2] соответствует заданному. Соответственно, разработанная методология предусматривает, в качестве обязательного, этап статистической оценки наработки на отказ -  $T_0$  (с целью подтверждения заданного уровня безотказности). Без такого подтверждения дальнейшее прогнозирование долговечности теряет смысл.

Исследования, проведенные для системы управления и защиты реактора (СУЗ) на энергоблоке №3 Южно-Украинской АЭС подтвердили возможность применения предложенного подхода. Ниже, на примере проведенных исследований надежности СУЗ энергоблока №3 Южно-Украинской АЭС, описывается сущность предложенного подхода.

Показатель  $T_0$  на систему не был задан при проектировании. Получим его оценку, исходя из заданных характеристик элементов. В соответствии с проектом, каждый привод органа регулирования (ОР) СУЗ должен иметь  $T_0 = 10000$  ч. Механическая часть ОР СУЗ энергоблока №3 Южно-Украинской АЭС состоит из 61 элемента. При этом отказом системы считается отказ более одного элемента, т.е. имеем мажоритарную структуру «N

из M» («60 из 61»). Для выполнения расчета принимаем следующие допущения и ограничения:

- из условий консервативности отказами в электрической части СУЗ пренебрегаем - допускаем, что возникновение отказов приводов ОР СУЗ обуславливается исключительно отказами элементов механической части приводов ОР СУЗ;
- отказы элементов, входящих в состав механической части СУЗ, независимы и не имеют последствий;
- случайное время безотказной работы всех 61 элементов распределено по экспоненциальному закону;
- устройство целиком является восстанавливаемым;
- восстановление начинается сразу после обнаружения отказа элемента, среднее время восстановления не превышает 8 часов (одной смены);
- восстановление - "быстрое", т.е.  $T_{B3} < T_{03}$ ; где  $T_{B3}$  и  $T_{03}$  - среднее время восстановления и наработка на отказ элементов.

В соответствии с [10,11] наработка на отказ вычисляется для указанной системы «60 из 61» по формуле:

$$T_3 = \frac{T_{03} + M * T_{B3}}{N * M * \frac{T_{B3}}{T_{03}}}$$

где  $T_3$  - заданная наработка на отказ механической части приводов ОР СУЗ;

$T_{B3}$  - среднее время восстановления элемента;

$T_{03}$  - заданная наработка на отказ элемента;

$N$  и  $M$  - показатели мажоритарной структуры ( $N=60$ ,  $M=61$ ).

В результате подстановки данных получаем  $T_3=3500$  ч. Это расчетный (заданный) показатель.

В результате 10-ти летних наблюдений было обнаружено 13 отказов ОР СУЗ. На основании этих наблюдений были получены результаты и сведены в вариационный ряд [12] (см. табл. 1).

После построения общего вариационного ряда определились оценки

функции распределения  $\hat{F}(t_i)$  по формуле:

$$\hat{F}(t_i) = 1 - \prod_{j=1}^i \frac{N_j - 1}{N_j}; \quad i = \overline{1, r},$$

Таблица 1. Общий вариационный

| №  | ряд                 |               |
|----|---------------------|---------------|
|    | Наработка (в часах) | Тип наработки |
| 1  | 3                   | П             |
| 2  | 6                   | П             |
| 3  | 8                   | П             |
| 4  | 471                 | П             |
| 5  | 576                 | П             |
| 6  | 576                 | НП            |
| 7  | 635                 | НП            |
| 8  | 2060                | П             |
| 9  | 4008                | П             |
| 10 | 5112                | П             |
| 11 | 5927                | П             |
| 12 | 7131                | П             |
| 13 | 9768                | П             |
| 14 | 28656               | П             |
| 15 | 34218               | П             |

П - полная наработка

НП - неполная наработка

где  $N_j$  – количество работоспособных изделий до  $j$ -того отказа в вариационном ряду.

Полученная эмпирическая функция распределения представлена на рисунке 1.

Точечную оценку средней наработки на отказ  $T_{cp}$  ( $T_o$ ) вычисляем по формуле:

$$T_{cp} = \sum_{i=1}^r t_i [\hat{F}(t_i) - \hat{F}(t_{i-1})] + [1 - \hat{F}(t_r)] \times z_{\max},$$

где  $z_{\max} = \max(t_r, \tau_n)$ .

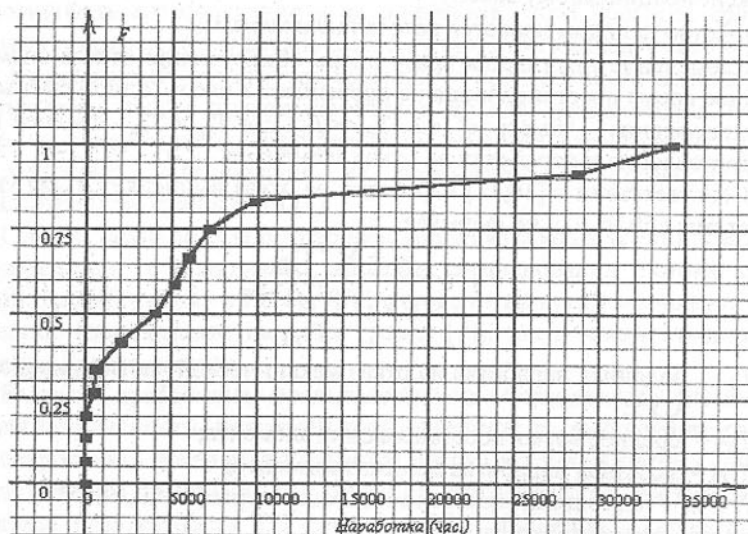


Рис. 1. График эмпирической функции распределения наработок на отказ

Одностороннюю нижнюю доверительную границу наработки на отказ  $T_{cp}$  ( $T_o$ ) вычисляем по формуле:

$$T_{cp} = T_{cp} - U_q \sqrt{D(T_{cp})},$$

где  $D(T_{cp}) = \sum_{i=1}^r \frac{1}{r} [\hat{F}(t_i) - \hat{F}(t_{i-1})] \times (t_i - T_{cp})^2$ ;  $U_q$  – квантиль нормального распределения.

$T_{cp}$  после подстановки исходных данных составила 4100 ч.

Подтверждение требования по безотказности позволило продолжить исследования уже собственно потока отказов.

Для прогнозирования интенсивности потока отказов за границами области наблюдений выполняется ряд предварительных действий по статистической оценке интенсивности потока отказов на интервале наблюдений:

выбор интервалов наблюдений и построение частотного ряда наблюдаемых отказов.

После этого выполняется статистическая оценка средней интенсивности потока отказов для  $k$ -го (см. ниже) интервала наблюдения.

При выборе интервалов наблюдений используем следующие интервалы времени:

-  $\Delta t$  – интервалы наблюдения одинаковой длиной, на которые делим весь интервал наблюдения  $[0, T]$ ;

$\Delta T_{пр}$  – длина участка прогноза.

По имеющимся данным (с учетом того, что между последним наблюдаемым отказом и окончанием наблюдений проходит некоторое конечное время) выбираем, в соответствии с [12], число наблюдений, соответствующее минимальному числу инверсий (в нашем случае  $n=5$ ).

Для вычисления статистической оценки средней интенсивности потока отказов  $\bar{\omega}(t_k)$  при выбранном числе интервалов наблюдений  $n$  строим частотный ряд  $\Delta n_k$  – числа отказов, попавших в  $k$ -й интервал наблюдения длиной  $\Delta t$  (см. табл. 2), и по нему определяем интенсивность потока отказов. Статистическая оценка средней интенсивности потока отказов  $\bar{\omega}(t)$ , для  $k$ -го интервала наблюдения вычисляется по формуле:

Таблица 2. Частотный ряд отказов

| № | Наработка (в часах) | К-во в интервале $\Delta n_k$ | Интенсивность потока отказов |
|---|---------------------|-------------------------------|------------------------------|
| 1 | 19723               | 2                             | 5,07E-05                     |
| 2 | 39446               | 3                             | 3,54E-04                     |
| 3 | 59169               | 7                             | 1,52E-04                     |
| 4 | 78892               | 1                             | 1,01E-04                     |
| 5 | 98615               | 2                             | 5,07E-05                     |

$$\bar{\omega}(t_k) = \frac{\Delta n_k}{\Delta t}; \quad (k-1)\Delta t \leq t \leq k\Delta t,$$

где  $\Delta t$  – длина интервалов наблюдения, на которые делится весь интервал наблюдения  $[0, T]$ ;

$\Delta n_k$  – числа отказов, попавших в  $k$ -й интервал наблюдения длиной  $\Delta t$ .

Полученные значения  $\bar{\omega}(t_k)$  являются исходными данными для прогнозирования интенсивности потока отказов при помощи регрессионных моделей.

Полученные выше значения  $\Delta n_k$  или  $\bar{\omega}(t_k)$  используем для качественного анализа – обнаружения тренда интенсивности потока отказов методом инверсий [5,7]. Для этого проверяем выполнение неравенства для области принятия решения по критерию инверсий:

$$[\underline{A} < A(\bar{\omega}(t_k)) \leq \bar{A}],$$

где  $A(\bar{\omega}(t_k))$  – число инверсий для  $\bar{\omega}(t_k)$ ;

$\underline{A}$  – нижняя доверительная граница ( $\underline{A}=6$ );



$\bar{A}$  - верхняя доверительная граница ( $\bar{A}=22$ ).

Попадание  $A(\bar{\omega}(t_k))$  в наш случай равняется 14), в доверительные границы свидетельствует об отсутствии тренда.

Процедура прогнозирования интенсивности потока отказов включает в себя три этапа:

- 1) Построение регрессионных моделей;
- 2) Анализ адекватности моделей (выбор модели);
- 3) Прогнозирование поведения интенсивности потока отказов.

Для построения регрессионных моделей используем систему уравнений, для описания зависимости  $\bar{\omega}(t)$  как функции времени:

$$y_i = f_m(x_i), (i = \overline{1, n}),$$

где  $y_i = \bar{\omega}(t_i), t_i = i\Delta t, x_i = T(i), (i = \overline{1, n})$ ,

$$f_m(x) = \theta_0\psi_0(x) + \theta_1\psi_1(x) + \dots + \theta_m\psi_m(x).$$

Используемые ортогональные полиномы Чебышева  $\psi_k(x)$ , вычисляются из рекуррентных соотношений:

$$\psi_0(x) \equiv 1,$$

$$\psi_k(x) = x^k - \frac{\sum_{i=1}^n x_i^k \psi_{k-1}(x_i)}{\sum_{i=1}^n \psi_{k-1}^2(x_i)} \psi_{k-1}(x) - \dots - \frac{\sum_{i=1}^n x_i^k \psi_0(x_i)}{\sum_{i=1}^n \psi_0^2(x_i)} \psi_0(x).$$

Полученные методом наименьших квадратов [12, 13] оценки

$$\hat{\theta}_k = \frac{\sum_{i=1}^n y_i * \psi_k(x_i)}{\sum_{i=1}^n \psi_k^2(x_i)},$$

где  $(k = 0, 1, \dots, m)$ , статистически взаимно независимы и имеют дисперсии:

$$D\hat{\theta}_k = \sigma^2 * (\sum_{i=1}^n \psi_k^2(x_i))^{-1}.$$

С вероятностью  $P$  выполняются следующие неравенства (при заданном значении  $x$ ):

$$\left| \sum_{k=0}^m \hat{\theta}_k * \psi_k(x) - f(x) \right| \leq t_{1-P} (n-m-1) * \hat{\sigma}_m * \sqrt{\frac{\sum_{k=0}^m \psi_k^2(x)}{\sum_{i=1}^n \psi_k^2(x_i)}},$$

$$\left| \sum_{k=0}^m \hat{\theta}_k * \psi_k(x) - \eta(x) \right| \leq t_{1-P} (n-m-1) * \hat{\sigma}_m * \sqrt{1 + \frac{\sum_{k=0}^m \psi_k^2(x)}{\sum_{i=1}^n \psi_k^2(x_i)}},$$

$$|\hat{\theta}_k - \theta_k| < \frac{t_{1-P}}{2} (n-m-1) * \hat{\sigma}_m * \sqrt{\frac{1}{\sum_{i=1}^n \psi_k^2(x_i)}},$$

где  $t_{\alpha}(\nu)$  - 100 $\alpha$  %-ая точка распределения Стьюдента с  $\nu$  степенями свободы;

$P$  - вероятность, выбираемая для доверительных вероятностей (в нашем случае  $P=0,95$ );

$\hat{\sigma}_m^2$  - оценка остаточной дисперсии

$$\hat{\sigma}_m^2 = \frac{1}{n-m-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{\theta}_0\psi_0(x_i) - \dots - \hat{\theta}_m\psi_m(x_i))^2$$

Результатом являются регрессионные модели нулевого, первого и второго порядков, а также значения остаточных среднеквадратических отклонений  $\hat{\sigma}_m$ , используемые для анализа адекватности моделей исходным данным сведенные в табл. 3.

Как видим, все три модели имеют малые "остатки" среднеквадратических отклонений  $\hat{\sigma}_m$  и могут быть использованы для прогнозирования. Наиболее информативной является модель первого порядка. Она представлена на рисунке 2.

Таблица 3. Значения остаточных среднеквадратических отклонений

| $\hat{\sigma}_0$ | $\hat{\sigma}_1$ | $\hat{\sigma}_2$ |
|------------------|------------------|------------------|
| $1,4535*10^{-4}$ | $1,5528*10^{-4}$ | $1,1200*10^{-4}$ |

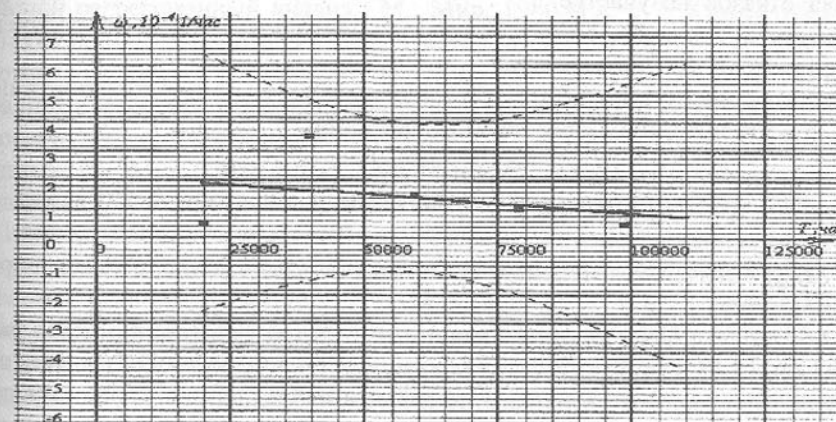


Рис. 2. Регрессионная модель первого порядка

Здесь и ниже сплошной линией обозначена линия регрессии, пунктирными линиями обозначены доверительные границы.

Для проверки адекватности рассматриваемой регрессионной модели при  $m = 0, n-1$ , кроме оценки остаточной дисперсии проводится статисти-

ческий анализ регрессионных остатков (невязок)

$$\hat{\varepsilon}_m(x_i) = y_i - \hat{\theta}_0\psi_0(x_i) - \dots - \hat{\theta}_m\psi_m(x_i), i = \overline{1, n}.$$

Полученные значения  $\hat{\varepsilon}_m$  используются для качественного анализа тренда регрессионных остатков методом инверсий [5,7].

Проверка адекватности сводится к оценке статистической независимости регрессионных остатков, для чего также используется критерий инверсий. При  $m=0$ , когда оценивается только постоянная составляющая регрессионной модели, результаты использования этого критерия совпадают с результатами, полученными при исследовании тренда  $\bar{\omega}(t_k)$ .

Изменения интенсивности потока отказов, приводятся на графиках регрессионных моделей. Результатом являются значения оценок интенсивности потока отказов на наблюдаемом и прогнозируемом участках для всех моделей. Значения интенсивностей потока отказов в начальной и конечной точках интервала прогнозирования сведены в табл. 4.

Звездочкой обозначены сравниваемые значения интенсивности потока отказов в начале и конце интервала прогнозирования для выбранной модели (средняя интенсивность потока отказов на участке наблюдения, совпадает с оценкой интенсивности потока отказов, полученной по модели нулевого класса).

Проверяем условие соответствия прогнозируемой интенсивности потока отказов заданному критическому значению

$$\omega(t_{np}) \leq \omega_{cp} * k,$$

где  $\omega_{cp} * k$  – критическое значение уровня интенсивности потока отказов;  
 $\omega_{cp}$  – средняя интенсивность потока отказов на участке наблюдения;  
 $\omega(t_{np})$  – значение интенсивности потока отказов в конце интервала прогнозирования;

$k$  – коэффициент интенсификации потока отказов (принимается равным 1,00...1,15 в зависимости от «близости» полученного в результате обработки фактического материала по данным наблюдений к заданному значению  $T_0$  (тем больше, чем ближе значение  $T_0$  к нижней доверительной границе  $T_0$ ). Поскольку график интенсивности потока отказов носит убывающий характер, коэффициент интенсификации потока отказов принимается равным единице ( $k=1$ )).

Как видим, стратегия и четкость технического обслуживания, а также ряд мероприятий по исключению застревания и превышения времени па-

дения ОР СУЗ (подробнее см.[14]), привели к тому, что наблюдаемый объект не имеет тенденции к повышению интенсивности потока отказов и даже имеет выраженную тенденцию к снижению этого потока. Однако, необходимо отметить, что методика предусматривает обязательный пересмотр результатов при обнаружении каждого вновь наблюдаемого отказа (дефекта), но не реже раза в квартал. Это необходимое условие безопасности: все оценки и построения выполняются с заданными уровнями значимости и доверительных вероятностей, и, поэтому получение дополнительной уточняющей информации весьма необходимо.

Приведенная методика реализована в виде пакета прикладных программ.

**Список литературы:** 1. Отчет по теме НИР "Анализ надежности основного оборудования АЭС Украины по данным эксплуатации для оценки мероприятий по повышению надежности и безопасности АЭС в процессе лицензирования", ГНТЦ ЯРБ, Киев 1999. 2. ДСТУ 2860-94 Надійність техніки. Терміни та визначення. 3. НД 306.711-96 Надійність АЭС и оборудования. Продление ресурса средств контроля и управления, входящих в системы, важные для безопасности. Общие требования к порядку и содержанию работ. 4. ДСТУ 3004-95 Надійність техніки. Методи оцінки показателів надійності по експериментальним даним 5. Буртаев Ю.Ф., Острейковский В. А. Статистический анализ надежности объектов по ограниченной информации. -М.: Энергоатомиздат, 1995.-240 с. 6. Себер Дж. Линейный регрессионный анализ.- М.: Мир, 1980.-456 с 7. Химмельблау Д. Анализ процессов статистическими методами Пер. с англ. В. Д. Скаржинского/ Под. Ред. В. Г. Горского. М.: Мир, 1973 8. СТ СЭВ 1190-78. Прикладная статистика. Правила проверки согласия опытного распределения с теоретическим. 9. Бендат Дж., Пирсол А. Прикладной анализ случайных данных: М., Мир, 1989, 540 с. 10. Основы системного анализа и проектирования АСУ. Учеб. пособие. А.А.Павлов, «Выща школа», Киев. 1991.-367 с. 11. Корлат А.Н., Кузнецов В. Н., Новиков М.М., Турбин А.Ф. Полумарковские модели восстанавливаемых систем и систем массового обслуживания., «Штиинца». Кишнев. 1991. 12. Справочник. Надежность технических систем. Под ред И.А. Ушакова. М.: Радио и связь. 1985- 606с. 13. Прикладная статистика: Исследование зависимостей: Справ. Изд./ С.А. Айвазян, И.С. Енюков, Л.Д. Мешалкин; Под ред. С.А. Айвазяна.- М.: Финансы и статистика, 1985.-487 с.14. Отчет по надежности функционирования органов регулирования систем управления и защиты энергоблоков АЭС Украины с реакторными установками ВВЭР – 1000. Национальная атомная энергогенерирующая компания "Энергоатом". Киев. 2000.

Статья поступила в редакцию 20.01.2001г.



# ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕРОЯТНОСТИ РАЗВИТИЯ ДЕФЕКТНОГО СЛОЯ ПРИ ШЛИФОВАНИИ ИЗДЕЛИЙ ИЗ СТЕКЛОМАТЕРИАЛОВ

Калафатова Л.П., Богатырев В.А. (ДонГТУ, ДНУ г. Донецк, Украина)

*Operation characteristics of glass materials goods depend on the defectness of the machined surface which is predetermined by the level of force and strain of grinding. The principles of modelling the technological processes of pyroceramics goods abrasive machining have been worked out. These principles contain the mathematical connection between force and strain of grinding on the surface formed.*

Для решения задачи оптимизации параметров процесса шлифования необходима разработка математической модели образования и развития дефектного слоя, возникающего в хрупком материале при его обработке.

Как было установлено в [1], вероятность  $P_p$  образования трещины-дефекта в  $i$ -й зоне предразрушения определяется вероятностью события, при котором напряжения  $\sigma_{pi}$ , возникающие от сил резания на единичном зерне, будут не менее  $[\sigma_i]$  - напряжения, характеризующего прочность обрабатываемого материала (ОМ),

$$P_p = P(\sigma_{pi} \geq [\sigma_i]). \quad (1)$$

Для решения задачи определения дефектности обрабатываемой поверхности необходимо иметь математическую зависимость напряжений, в ОМ, обусловленных процессом резания, от величины заглубления алмазных зерен, которая учитывала бы разнообразие условий шлифования. Однако определение закона изменения напряжений  $F(\sigma_{рез})$  в аналитическом виде, а, следовательно, и обратной функции  $f(\sigma_{рез})$  является затруднительным ввиду сложности и недостаточной изученности физико-механических процессов, происходящих при взаимодействии зерен абразивного инструмента с обрабатываемой поверхностью хрупких неметаллических материалов. Более перспективным является путь решения задачи определения вероятности развития дефектности обрабатываемой поверхности за счет перехода от сопоставления действующих напряжений (напряжений от усилий резания) и повреждающих (разрушающих) напряжений, определяемых пределом прочности ОМ, к сопоставлению соответствующих значений действующих и разрушающих нагрузок, используя способ статистического расчета прочности [2].

В этом случае при рассмотрении взаимодействия единичного зерна с ОМ необходимо осуществить переход от разрушающего напряжения, вызываемого действием единичного зерна  $\sigma_{pi}$ , к критической нормальной силе на единичном зерне  $P_{yi}$ , приводящей к разрушению. При значениях

напряжений  $\sigma_{рез_i} = \sigma_{pi} = [\sigma_i]$  эта сила может быть определена [1] из уравнения

$$P_{yi} = \frac{9[\sigma_i]^3 \pi^5 R_i^2 (k_1 + k_2)^2}{2(1 - 2\nu_1)^3 \left[ 1 + \frac{k_f(8 + \nu_1^2)}{2(1 - 2\nu_1)} \right]^3}, \quad (2)$$

где  $[\sigma_i]$  - предел прочности материала на растяжение;  $R_i$  - радиус единичного зерна при моделировании его сферой;  $k_1$  и  $k_2$  - константы, определяемые упругими характеристиками полуплоскости и алмазного зерна

сферы:  $k_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1}$ ;  $k_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2}$ ;  $E_1$ ,  $E_2$  и  $\nu_1$ ,  $\nu_2$  - модули упругости и коэффициенты Пуассона соответственно для материалов полуплоскости и алмазного зерна;  $k_f$  - коэффициент влияния тангенциальной составляющей на напряженно-деформированное состояние в зоне взаимодействия зерна с ОМ.

При переходе от действия единичного зерна к воздействию совокупности рабочих зерен в алмазном инструменте необходимо определить усилие резания, приходящееся на одно зерно, контактирующее с обрабатываемой поверхностью, которое условно назовем удельной нагрузкой на зерно  $P_{y\partial_3}$ . Под удельной нагрузкой на зерно  $P_{y\partial_3}$  понимается отношение нормальной составляющей силы резания  $P_y$  к числу контактирующих зерен  $N_{конт}$

$$P_{y\partial_3} = \frac{P_y}{N_{конт}} = \frac{\sum P_{yi}}{N_{конт}}. \quad (3)$$

При известных законах распределения  $P_y$  и  $N_{конт}$  для конкретных условий обработки можно установить зависимость изменения  $P_{y\partial_3}$  от величины заглубления зерен в виде функции  $F(P_{y\partial_3})$  и далее плотность вероятности этой функции  $f(P_{y\partial_3})$ . Затем, имея плотность вероятности функции распределения разрушающих усилий, присущих ОМ,  $f[P_n]$ , можно определить вероятность развития дефектов в ОМ при резании.

Явления, возникающие в процессе разрушения стекломатериалов при взаимодействии с абразивными зёрнами, подобны тем, которые присущи процессу измерения их микромеханических свойств: абсолютной твердости, микротвердости или микрохрупкости. Микрохрупкость  $R_m$  определяется как напряжение под индентором, соответствующее появлению радиальных микротрещин, являющихся продолжением диагоналей микро-



отпечатков при вдавливании индентора под действием нагрузки  $P_n$ . Распределение микрохрупкости подчиняется нормальному закону.

Для хрупких материалов, у которых сопротивление сдвигу велико, разрушение определяется нормальными напряжениями разрыва  $[\sigma_r]$ . Оно наступает при достижении давления в зоне контакта критического значения  $[q_0]$ , соответствующего абсолютной твердости материала

$$[\sigma_r] = \frac{(1-2\nu_1)}{3} [q_0]. \quad (4)$$

Тогда, используя выражение (4), зависимость (2) для определения критической нормальной силы на зерне примет вид

$$P_{yi} = \frac{\pi^5 (k_1 + k_2)^2 R_i^2 [q_0]^3}{\left[1 + \frac{k_f(8 + \nu_1^2)}{2(1-2\nu_1)}\right]^3} = AR_i^2 [q_0]^3, \quad (5)$$

где  $A$  - постоянный коэффициент.

В свою очередь  $[q_0]$  зависит от радиуса зерна-индентора, то есть  $[q_0] = f(R)$ , увеличиваясь по мере уменьшения радиуса шара. По данным работы [3] для материалов на основе стекла эта функция имеет степенной вид  $[q_0] = BR^d$ , где  $B$  - расчетный коэффициент;  $d$  - показатель степени при  $R$  - радиусе индентора. Следовательно, критическая нормальная сила на зерне может быть найдена как  $P_{yi} = AB^3 R_i^{3d+2}$  или, обозначив  $C^* = AB^3$ ,  $3d + 2 = \alpha$ , получим

$$P_{yi} = C^* R_i^\alpha. \quad (6)$$

Имея зависимость (6), можно перейти к выражению (3) с целью определения удельной нагрузки на зерно  $P_{y\partial}$ . Для определения вероятности развития дефектного слоя удельная нагрузка  $P_{y\partial}$  должна быть сопоставлена с величиной разрушающей нагрузки  $[P_n]$ , действующей на шар-индентор при испытаниях ОМ на микрохрупкость. В этом случае уравнение (1) будет трансформировано следующим образом

$$P_p = P(P_{y\partial} \geq [P_n]). \quad (7)$$

Для определения вероятности развития дефектного слоя необходимо знать законы распределения нагрузок от сил резания и разрушающей, которые определялись в условиях реализации схемы врезного плоского торцового шлифования. Использовалась модель шлифовального круга [1], базирующаяся на ряде допущений, основными из которых являлись следующие. Алмазные зерна представлены эквивалентными цилиндрами, имеющими режущую часть в виде шарового сегмента переменного радиуса  $R$ ,

равного высоте выступания зерен над условной поверхностью связки  $h = x$ ; распределение размеров зерен в инструменте подчинено нормальному закону; распределение зерен по высоте над уровнем связки соответствует закону нормального распределения с плотностью  $f(x)$  с известными параметрами.

Имея зависимости (3) и (6) и условно считая, что все зерна, расположенные над поверхностью связки, при контакте площади образца с кругом осуществляют резание, сила  $P_y$  может быть найдена из выражения

$$P_y = \int_x^{\bar{x}} N_{\text{общ}} C^* \xi^\alpha \cdot \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_x} e^{-\frac{(\xi-x_{cp})^2}{2\sigma_x^2}} d\xi. \quad (8)$$

В свою очередь, используя принятые допущения, можно определить зависимость для расчета числа зерен на разных уровнях их заглубления в ОМ

$$N = \int_x^{\bar{x}} N_{\text{общ}} \cdot \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_x} e^{-\frac{(\xi-x_{cp})^2}{2\sigma_x^2}} d\xi. \quad (9)$$

Тогда величина удельной нагрузки на зерно может быть описана уравнением

$$P_{y\partial} = \frac{C^* \int_x^{\bar{x}} \xi^\alpha \cdot \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_x} e^{-\frac{(\xi-x_{cp})^2}{2\sigma_x^2}} d\xi}{\int_x^{\bar{x}} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_x} e^{-\frac{(\xi-x_{cp})^2}{2\sigma_x^2}} d\xi}. \quad (10)$$

Имея эту зависимость и зная закон распределения вероятности случайной величины  $x$ , можно определить закон распределения вероятности величины  $P_{y\partial}$ . Обозначим для простоты  $P_{y\partial} = y$ ;  $\sigma_x = \sigma$ ;  $x_{cp} = m$ . Математически можно доказать, что  $y = f(x)$  - строго монотонная функция, следовательно, для нее существует обратная функция  $x = f^{-1}(y)$ .

Аналитически определить  $x = f^{-1}(y) = g(y)$  невозможно. Однако функцию  $f(x)$  можно выразить, как  $f(x) = Cx^\alpha$ , где  $C$  - параметр, зависящий от области интегрирования  $(x, \bar{x})$ . То есть необходимо при заданных  $x$  найти  $C$ :

$$C = \frac{1}{x^\alpha} \cdot \frac{C^* \int_{\bar{x}}^{\bar{x}} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} \cdot e^{-\frac{(\xi-m)^2}{2\sigma^2}} \cdot \xi^\alpha d\xi}{\int_{\bar{x}}^{\bar{x}} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} \cdot e^{-\frac{(\xi-m)^2}{2\sigma^2}} d\xi} \quad (11)$$

После того, как определена константа  $C$  для заданного интервала интегрирования, можно считать зависимость  $y = f(x) = Cx^\alpha$ ,  $x \in (x, \bar{x})$  определенной. Пользуясь монотонностью функции  $y = f(x)$ , построим ей

обратную  $x = g(y) = \left(\frac{y}{C}\right)^{\frac{1}{\alpha}}$ . Тогда плотность распределения случайной величины  $y$  получается из плотности распределения  $x$

$$\chi(y) = \Phi(g(y)) \cdot g'(y), \text{ где } g(y) = \left(\frac{y}{C}\right)^{\frac{1}{\alpha}}; \Phi(g(y)) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_t} \cdot e^{-\frac{(g(y)-m_t)^2}{2\sigma_t^2}};$$

$m_t$  и  $\sigma_t$  - соответственно математическое ожидание и среднеквадратич-

ское отклонение переменной  $g(y)$ ;  $g'(y) = \frac{1}{\alpha} \left(\frac{y}{C}\right)^{\frac{1}{\alpha}-1} \cdot \frac{1}{C} = \frac{1}{\alpha C^{1/\alpha}} \cdot y^{\frac{1}{\alpha}-1}$ .

Воспользуемся формулой (7) для определения вероятности случайного процесса - образования дефектов в обрабатываемом материале, описываемого плотностью распределения  $\chi(y)$  по плотности вероятности закона распределения предельного (разрушающего) усилия обрабатываемого материала  $f[P_H]$

Значения микрохрупкости материалов на основе стекла, определяется экспериментально. Усилия на инденторе, приводящие к нарушению сплошности материала (образование и развитие микротрещин) при измерении его микрохрупкости, подчиняются закону нормального распределения с известной плотностью вероятности функции распределения предельной (разрушающей) силы  $f[P_H]$ .

Вероятность дефектообразования  $P_p$  может быть найдена при использовании приближенного способа расчета [2] и приравнена к площади фигуры, образованной пересечением кривых, описывающих дифференциальные функции распределения  $f[P_H]$  и  $f(P_{y0}) = \chi(y)$  (рис.1).

Исходя из графика (см. рис. 1), она равна совокупному значению заштрихованных площадей, или

$$P_p = \int_0^{P_0} f(P_{y0}) dP + \int_{P_0}^{\infty} f(P_H) dP. \quad (12)$$

Для того, чтобы найти точку (или точки) пересечения графиков функций  $f(P_{y0})$  и  $f[P_H]$ , необходимо решить уравнение

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_t} \cdot e^{-\frac{(t-m_t)^2}{2\sigma_t^2}} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{P_H}} \cdot e^{-\frac{(P_H - P_{Hcp})^2}{2\sigma_{P_H}^2}} \quad (13)$$

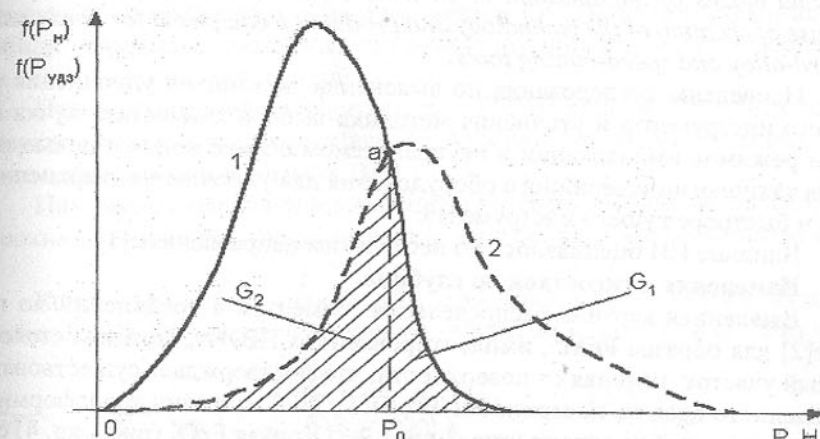


Рис. 1. Дифференциальные функции распределения  $f[P_H]$  (1) и  $f(P_{y0})$  (2).

Решение уравнения (13) осуществляли с помощью Математического пакета Math CAD, версия 8 в соответствии с разработанным алгоритмом счета. Зная  $P_p$ , можно определить число дефектов  $N$  на единице обработанной поверхности [1] как произведение числа зон предразрушения  $m_{od}$ , на которые воздействует сила, и вероятностью образования дефекта (трещины)  $N = m_{od} P_p$ , то есть, выяснить степень влияния условий шлифования на дефектность формируемой поверхности.

**Список литературы:** 1. Калафатова Л.П. Определение вероятности образования дефектов в обрабатываемой поверхности при шлифовании ситаллов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - Донецк: ДонГТУ. - 2000. - Вып. 12. С. 75-80. 2. Дружинин Г.В. Надежность автоматизированных систем. - М.: Энергия, 1977. - 536 с. 3. Дубовик В.Н., Райхель А.М. Дефектность и уровни прочности ситаллов // Проблемы прочности. - 1984. - №7. - С. 79 - 84.

Статья поступила в редакцию 30.01.2001г.

# ВЛИЯНИЕ ИОННОЙ ИМПЛАНТАЦИИ НА ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПОВЕРХНОСТИ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ СТАЛЕЙ

Катаев В.Ф., Ратушный В.И., Скопин Н.А., Моисеев А.С.  
(ВИ ЮРГТУ (НПИ), г. Волгодонск, Россия)

*Investigations are performed on clarification of the mechanism of cutting tools strengthening and procedure of definition of chemical composition of bundle of ions and modes of implantation in an uncontrollable bundle of ions with the purpose of creation of the technology and production equipment for hard-casing of hard-alloy and speed-cutting tools.*

Проведены исследования по выяснению механизма упрочнения режущего инструмента и уточнения методики выбора химсостава пучка ионов и режимов имплантации в неуправляемом облаке ионов с целью создания технологии и серийного оборудования для упрочнения твердосплавного и быстрорежущего инструмента.

Влияние ИИ оценивалось по нескольким направлениям[1].

## Изменение химсостава по глубине.

Выявленная картина распределения элементов и соединений по глубине[2] для образца Р6М5, имплантированного  $TiB_2+N$ , показала столбовидный участок, начиная от поверхности, что подтверждает существование осажденного слоя на поверхности  $Ti^+$ ,  $TiN^+$ ,  $TiO^+$  частично трансформировавшегося в оксид и нитрид (рис. 1 кр. 1,2,3). Кривая  $FeO^+$  (рис. 1 кр. 4) свидетельствует о наличии на поверхности железа, не покрытых осажденным титаном, и в тоже время отражает частичное восстановление оксидов железа в приповерхностном слое под действием ИИ.

Толщина осажденного слоя титана и его соединений составляет примерно 200 Å. На глубине, соответствующей первоначальной поверхности наблюдается максимум кривых  $N^+$ ,  $O^+$ ,  $H^+$ ,  $Al^+$ , а также  $FeO^+$ ,  $FeN^+$  (рис. 1 и 2)-результат воздействия на поверхность облучающего потока до того как она покрылась слоем титана.

Уступы на глубине 400-500 Å, считая от первоначальной поверхности кривых  $Ti^+$ ,  $TiO^+$ ,  $TiN^+$  (рис. 1) и максимумы кривых  $FeO^+$ ,  $FeN^+$  (рис. 1 кр. 4,5),  $N^+$ ,  $O^+$ ,  $H^+$ ,  $Al^+$ ,  $AlN^+$ ,  $C^+$  (рис. 2) отражают повышение концентрации этих атомов и соединений их между собой и с материалом образца на глубине внедрения.

При ионизации образца Р6М5 пучками молибдена наблюдается более дисперсное распределение Мо по поверхности, который, обладая высокой температурой плавления, имеет небольшую диффузионную подвижность. Наличие атомов Мо стимулирует подвижность и выход на поверхность атомов Fe и Al. Кривые распределения по глубине C, O, N, Mo, MoO, MoN, AlO, а также отношений Mo/Fe и Al/Fe (рис. 3 и 4) описывают основные особенности распределения элементов и их соединений в приповерхност-

ном слое.

Наблюдается максимум концентрации имплантированных атомов на глубине внедрения, а также приповерхностный пик, показывающий наличие напыленного слоя.

При имплантации твердого сплава ВК8 ионами  $TiB_2+Ar$ , ход зависимостей Co/W, Ti/W, Al/W (рис. 5) показывает, что в распределении элементов в приповерхностном слое существенную роль играет диффузия более подвижных по сравнению с W компонентов Co, Ti, Al, т.к. стехиометрия карбида вольфрама, составляющего матрицу образца, в приповерхностном слое оказалось нарушенной.

При имплантации твердого сплава Т5К10 ионами  $TiB_2+N_2$ , толщина поверхностного слоя, содержащего Ti, Al и их соединений оказалась примерно в два раза больше чем на ВК8.

Пик распределения концентрации O и N по глубине оказался более широким, что является результатом большего пробега ионов в сплаве (рис. 6).

Концентрация соединений AlN, AlO, CoO, CoN, WO (рис. 7) имеет максимумы на глубине совпадающие с пробегом ионов  $N^+$  и  $O^+$ . Это гово-

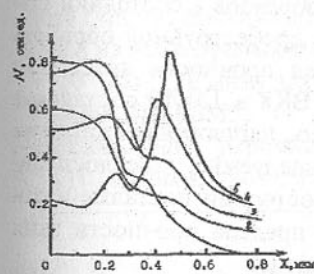


Рис. 1. Образец Р6М5(Ti,N)  
1- $Ti^+$ ; 2- $TiN^+$ ; 3- $TiO^+$ ;  
4- $FeO^+$ ; 5- $FeN^+$ .

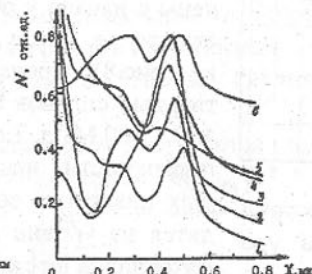


Рис. 2. Образец Р6М5(Ti,N)  
1- $N^+$ ; 2- $O^+$ ; 3- $H^+$ ; 4- $Al^+$ ;  
5- $AlN^+$ ; 6- $C^+$ .

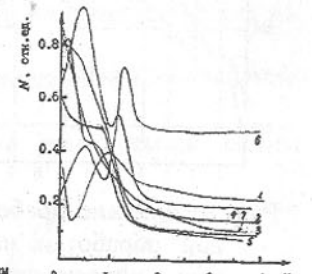


Рис. 3. Образец Р6М5(Mo,N)  
1- $C^+$ ; 2- $O^+$ ; 3- $N^+$ ; 4- $Mo^+$ ;  
5- $MoO^+$ ; 6- $MoN^+$ ; 7- $AlO^+$ .

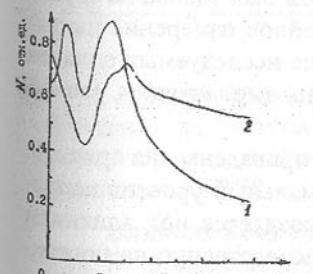


Рис. 4. Образец Р6М5(Mo,N)  
1- $Mo^+/Fe^+$ ; 2- $Al^+/Fe^+$ .

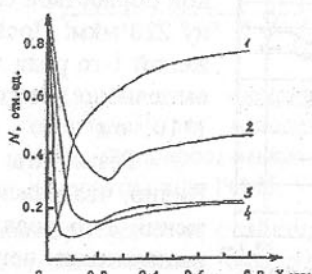


Рис. 5. Образец ВК8(Ti,Ar)  
1- $C^+/W^+$ ; 2- $Co^+/W^+$ ;  
3- $Al^+/W^+$ ; 4- $Ti^+/W^+$ .

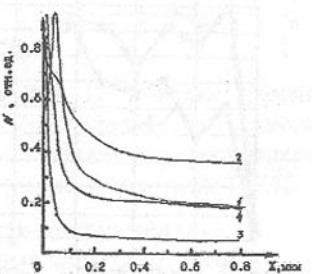


Рис. 6. Образец ВК8 и Т5К10  
1- $O^+$ (ВК8); 2- $O^+$ (Т5К10);  
3- $Ti^+$ (ВК8); 4- $Ti^+$ (Т5К10).



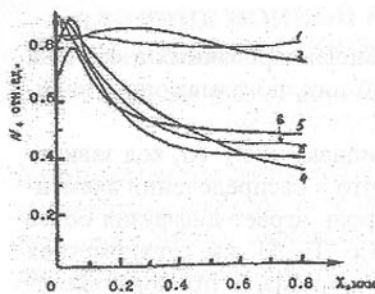


Рис. 7. Образец Т5К10 (Ti, Ag)  
1-TiN<sup>+</sup>; 2-TiO<sup>+</sup>; 3-AlN<sup>+</sup>;  
4-AlO<sup>+</sup>; 5-CoN<sup>+</sup>; 6-CoO<sup>+</sup>.

- внедрение в поверхность высокоэнергетических ионов;
- диффузия атомов с поверхности в глубину и наоборот;
- распыление поверхности бомбардирующими ионами.

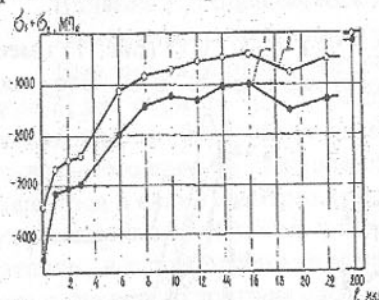


Рис. 8. Влияние дробеструйной обработки на уровень напряжений 1-го рода сплавов Т5К10 (кр. 1) и ВК8 (кр. 2).

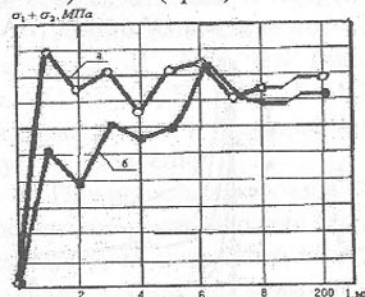


Рис. 9. Напряжения 1-го рода упрочненных имплантацией пластин сплавов: а-Т5К10; б-ВК8.

рит о том, что наличие в сплаве 6% TiC способствует проникновению азота и кислорода на значительные глубины.

Зависимости изменений химсостава поверхности по глубине показывают, что при имплантации одновременно протекают следующие процессы:

- осаждение покрытия, которое может происходить ввиду малой степени ионизации атомов распыляемой мишени, часть которых прибывает к образцам с тепловыми скоростями;

### Изменение напряженного состояния.

Напряжения 1-го рода были определены с начала у образцов в состоянии поставки, т.е. после дробеструйной обработки (рис.8). Предел прочности на сжатие твердых сплавов ВК8 и Т5К10 составляет 450...500 МПа. Т.о., напряжение сжатия на поверхности исследуемых твердосплавных пластин в состоянии поставки находится на уровне предела прочности этих материалов на сжатие.

Влияние имплантации на напряжения 1-го рода сплавов К8 и Т5К10 изучено у образцов, у которых наклепанный дробеструйной обработкой слой был удален на глубину 220 мкм. Послойное измерение напряжений 1-го рода для исследуемых сплавов выполнено для дозы имплантации, равной  $1 \cdot 10^{18} \text{ см}^{-2}$ .

Результаты приведены на рис. 9. Видно, что максимальный уровень напряжений 1-го рода создается под влиянием имплантации непосредственно на поверхности образцов и равен примерно одинаковой величине 1500 МПа. В отличие от дробеструйной обработки, толщина слоя с

высокими напряжениями здесь весьма невелика, измеряется единицами микрон и составляет всего 1 мкм для сплава ВК8 и 6 мкм для сплава Т5К10 (рис. 9). Имплантация также создает напряжения сжатия, правда, по уровню в 2...3 раза ниже предела прочности на сжатие.

Исследования влияния имплантации на уровень остаточных напряжений 1-го рода на поверхности образцов ВК8 непосредственно после дробеструйной обработки показало, что в целом для всех образцов произошло снижение уровня сжимающих напряжений. Имплантация дозой  $1 \cdot 10^{17} \text{ см}^{-2}$  снимает напряжения всего на 4%. Дозы  $5 \cdot 10^{17}$  и  $1 \cdot 10^{18} \text{ см}^{-2}$  уменьшают напряжения практически на одну величину-12 и 11%. Резкое снижение сжимающих напряжений вызывает имплантация с дозой равной  $2.5 \cdot 10^{18} \text{ см}^{-2}$  - почти на 30%.

### Изменение микротвердости [3].

Для четкого выявления влияния имплантации на микротвердость образцов построены кривые зависимости максимального относительного прироста микротвердости  $(\Delta H_{\mu} / \Delta H_{\text{исх}} \cdot 100)$ , который наблюдается на глубине 2...3 мкм, от дозы (времени) имплантации.

Из рисунков 10, 11, 12 видно:

- доза (время) достижения максимальной твердости индивидуальна для каждого из исследуемых материалов и составляет:  
 $1 \cdot 10^{18} \text{ см}^{-2}$  (30 мин) для ВК8;  $2.5 \cdot 10^{18} \text{ см}^{-2}$  (75 мин) для Т5К10 и  $1 \cdot 10^{17} \text{ см}^{-2}$  (3 мин) для Р6М5;
- максимальное упрочнение-57%-достигается при имплантации сплава Т5К10, минимальное-30%-для стали Р6М5.

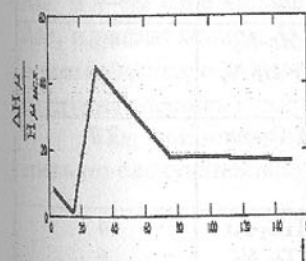


Рис. 10. Влияние времени облучения на относительный прирост микротвердости стали ВК8.

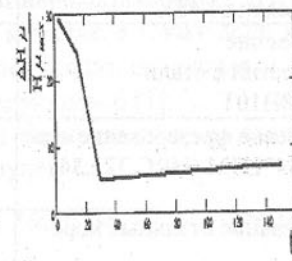


Рис. 11. Влияние времени облучения на относительный прирост микротвердости стали Р6М5.

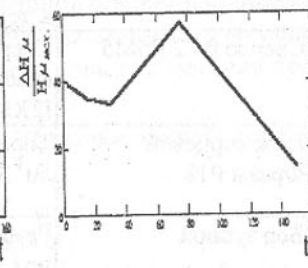


Рис. 12. Влияние времени облучения на относительный прирост микротвердости стали Т5К10.

### Влияние ионной имплантации на стойкость инструмента.

Производственные сравнительные стойкостные испытания различного инструмента проводились на различных предприятиях заводскими технологами непосредственно на рабочих местах.

Результаты испытаний оформлялись протоколами и утверждались

главными специалистами предприятий. Некоторые результаты приведены в таблице.

Таблица. Некоторые результаты производственных испытаний имплантированного инструмента.

| Инструмент, материал режущей части | Операция, материал детали                                                       | Химсостав пучка ионов                                          | Коэффициент повышения стойкости (раз) |
|------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------|---------------------------------------|
| Ролик 045 мм, b=5мм, У7            | Резка полос из луженой жести                                                    | Mo-N <sub>2</sub>                                              | 8                                     |
| Резец отрезной, напайной, Т15К6    | Резка заготовок из конструкционных сталей                                       | Al-N <sub>2</sub>                                              | 6                                     |
| Инструмент, материал режущей части | Операция, материал детали                                                       | Химсостав пучка ионов                                          | Коэффициент повышения стойкости (раз) |
| Нож напайной сборной фрезы, ВК8    | Обработка многослойной фанеры с двухсторонним покрытием труднотерящим пластиком | TiB <sub>2</sub> -Ag                                           | 3                                     |
| Метчик М20 Р6М5                    | Нарезание резьбы в дет. из стали 35Л                                            | Mo-N <sub>2</sub>                                              | 2.4                                   |
| Резец зубчиковый специальный Р18   | Обработка паза в диске из ЭП 428                                                | Mo-N <sub>2</sub><br>TiB <sub>2</sub> -Ag                      | 4<br>4                                |
| Метчик М8 Р6М5                     | Нарезка резьбы в деталях из 45Х                                                 | Mo-N <sub>2</sub>                                              | 3                                     |
| Сверло 04.2 Р6М5                   | Сверление отверстий в стали I2X18H10T                                           | Mo-N <sub>2</sub><br>Zr-Hf-N <sub>2</sub>                      | 4,6<br>3.6                            |
| Нож торцевой Фрезы Р18             | Торцевое фрезерование стали 34*НЗМ (HRC 32...34)                                | TiB <sub>2</sub> -Ag                                           | 2.7                                   |
| Бор зубной                         | Разрезание стальных коронок                                                     | TiB <sub>2</sub> -Ag<br>Ti-N <sub>2</sub><br>Mo-N <sub>2</sub> | 4<br>6<br>8                           |

**Список литературы:** 1. Заключительный отчет о НИР по договору №135.71.0031.88. Исследовать и разработать технологию упрочнения металлорежущего инструмента методом ионной имплантации. Волгоград, 1990 г. 2. Отчет "Исследование поверхности образцов из стали Р6М5 и твердого сплава ВК8, упрочненных методом ионной имплантации." ПО "Атоммаш", ЦЗЛ. Волгоград 1990 г. 3. Тезисы докладов IV Всероссийской конференции по модификации свойств конструкционных материалов пучками заряженных частиц, 13-17 мая 1996 г., Томск.

Статья поступила в редакцию 25.01.2001г.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАПЛАВКИ ИНСТРУМЕНТА ПОРОШКОВОЙ ЛЕНТОЙ

Кассов В.Д., Чигарев В.В., Кадава В.В.

(ДГМА, ПГТУ, г. Краматорск, г. Мариуполь, Украина)

*There are the results of theoretical and experimental researches of technological parameters influence on chemical composition layers overlaying welded by powder ribbon in work.*

В свете задач повышения эффективности восстановления работоспособности изношенных элементов инструмента, имеющих незначительные потери рабочей поверхности, путем их наращивания до номинальных размеров успешно применяется наплавка порошковой лентой. Количество деталей, подлежащих для компенсации износа восстановительной наплавке, и обладающие достаточным ресурсом долговечности и прочности, велико, а номенклатура их обширна. Они имеют различные служебные характеристики и, соответственно, различный химический состав наплавленного металла.

Получение металла наплавки заданного состава является обязательным условием оптимального технологического процесса дуговой наплавки. Поэтому оптимизация наплавки режущего инструмента порошковой лентой на основе установления взаимосвязи химического состава наплавленного слоя с технологическими особенностями процесса является актуальной задачей.

При наплавке малого числа слоев для расчета содержания элемента  $Me^n$  в  $n$ -ом слое наплавки необходимо знать его концентрацию в основном  $Me_0$  и наплавленном  $Me_n$  металле, а также доли участия основного металла в металле второго и последующих валиков  $\varphi$  и доли участия металла предыдущего валика в последующем  $\delta$  [1].

Так, концентрацию элемента в  $n$ -ом слое наплавки можно определить по следующей формуле:

$$Me^n = Me_n - (Me_n - Me_0) \cdot \left( \frac{\varphi}{1 - \delta} \right)^n \quad (1)$$

Из макрошлифов валиков, наплавленных порошковой лентой, видно, что форму сечения усиления наплавленного валика можно принять в виде прямоугольника, скругленного дугой окружности радиуса  $h_1$  (рисунок 1), а форму сечения проплавления основного металла в виде параболы с уравнением вида

$$y = a \cdot x^2 - h_2,$$

где  $h_2$  – глубина проплавления;

$h_1$  – высота усиления валика.

Найдем площадь сечения наплавленного валика

$$F_n = (b - 2 \cdot h_1) \cdot h_1 + \pi \cdot h_1^2 / 2 = b \cdot h_1 - h_1^2 \cdot (2 - \pi/2) = h_1 \cdot [b - h_1 \cdot (2 - \pi/2)] \quad (2)$$





растанию  $\phi$ . При возрастании коэффициента усиления  $\beta$  параметр  $\delta$  увеличивается, а параметр  $\phi$  уменьшается.

Таблица 1. Значения коэффициента  $\delta$  при изменении параметров  $\alpha$ ,  $P$  и  $\beta$ .

| $\alpha$ | $P$  | Значения $\delta$ при $\beta$ равном: |       |       |
|----------|------|---------------------------------------|-------|-------|
|          |      | 1                                     | 2     | 3     |
| 0,6      | 0,20 | 0,286                                 | 0,307 | 0,317 |
|          | 0,30 | 0,269                                 | 0,286 | 0,294 |
|          | 0,40 | 0,257                                 | 0,271 | 0,278 |
|          | 0,50 | 0,250                                 | 0,262 | 0,268 |
| 0,7      | 0,15 | 0,198                                 | 0,218 | 0,227 |
|          | 0,20 | 0,187                                 | 0,205 | 0,213 |
|          | 0,30 | 0,173                                 | 0,187 | 0,193 |
|          | 0,40 | 0,163                                 | 0,175 | 0,181 |
|          | 0,50 | 0,158                                 | 0,168 | 0,173 |
| 0,8      | 0,10 | 0,120                                 | 0,136 | 0,144 |
|          | 0,20 | 0,101                                 | 0,113 | 0,119 |
|          | 0,30 | 0,091                                 | 0,101 | 0,106 |
|          | 0,40 | 0,086                                 | 0,094 | 0,098 |
|          | 0,50 | 0,082                                 | 0,090 | 0,094 |
| 0,9      | 0,05 | 0,054                                 | 0,064 | 0,068 |
|          | 0,10 | 0,044                                 | 0,051 | 0,055 |
|          | 0,20 | 0,035                                 | 0,040 | 0,043 |
|          | 0,30 | 0,031                                 | 0,035 | 0,037 |
|          | 0,40 | 0,028                                 | 0,032 | 0,034 |
|          | 0,50 | 0,027                                 | 0,031 | 0,032 |

Требуемый химический состав наплавленного металла по легирующему элементу  $Me$  с погрешностью  $\Delta$ , % может быть получен в  $n$ -ом слое, рассчитанном по формуле (1). В табл. 3 приведены расчетные значения  $n$  в зависимости от параметров  $\alpha$ ,  $P$  и  $\beta$  при  $\Delta=10\%$ .

Таблица 2. Значения коэффициента  $\phi$  при изменении параметров  $\alpha$ ,  $P$  и  $\beta$ .

| $\alpha$ | $P$  | Значения $\phi$ при $\beta$ равном: |       |       |
|----------|------|-------------------------------------|-------|-------|
|          |      | 1                                   | 2     | 3     |
| 0,6      | 0,20 | 0,334                               | 0,212 | 0,156 |
|          | 0,30 | 0,343                               | 0,219 | 0,161 |
|          | 0,40 | 0,353                               | 0,227 | 0,168 |
|          | 0,50 | 0,364                               | 0,236 | 0,175 |
| 0,7      | 0,15 | 0,366                               | 0,231 | 0,169 |
|          | 0,20 | 0,371                               | 0,235 | 0,172 |
|          | 0,30 | 0,381                               | 0,243 | 0,179 |
|          | 0,40 | 0,392                               | 0,252 | 0,186 |
|          | 0,50 | 0,403                               | 0,262 | 0,194 |
| 0,8      | 0,10 | 0,388                               | 0,244 | 0,178 |
|          | 0,20 | 0,398                               | 0,252 | 0,185 |
|          | 0,30 | 0,409                               | 0,261 | 0,192 |
|          | 0,40 | 0,421                               | 0,271 | 0,200 |
|          | 0,50 | 0,434                               | 0,281 | 0,208 |

Продолжение таблицы 2.

|     |      |       |       |       |
|-----|------|-------|-------|-------|
| 0,9 | 0,05 | 0,399 | 0,250 | 0,182 |
|     | 0,10 | 0,405 | 0,255 | 0,186 |
|     | 0,20 | 0,416 | 0,263 | 0,193 |
|     | 0,30 | 0,427 | 0,273 | 0,200 |
|     | 0,40 | 0,440 | 0,283 | 0,203 |
|     | 0,50 | 0,453 | 0,294 | 0,217 |

Видно, что с увеличением параметра валика  $P$  величина  $n$  незначительно возрастает. С увеличением относительного шага наплавки  $\alpha$   $n$  уменьшается. Наибольшее влияние на число слоев  $n$  оказывает коэффициент усиления  $\beta$ . При увеличении  $\beta$  от 1 до 4 расчетное значение  $n$  уменьшается от 2,7...3,2 до 1,2...1,4.

Таким образом, из анализа таблицы 3 заключаем, что наплавку порошковой лентой необходимо вести на режимах, обеспечивающих низкие значения параметра  $P$ , т.е. величины отношения высоты усиления валика  $h_1$  к ширине валика  $b$  ( $P \leq 0,3$ ), и с относительным шагом наплавки  $\alpha$  не менее 0,7. При этом, если коэффициент  $\beta \geq 2$ , то требуемый химический состав наплавленного металла будет достигаться уже во втором слое наплавки.

Таблица 3. Расчетные значения числа слоев  $n$  при изменении  $\alpha$ ,  $P$  и  $\beta$ .

| $\alpha$ | $P$  | Значения $n$ при $\beta$ равном: |      |      |      |
|----------|------|----------------------------------|------|------|------|
|          |      | 1                                | 2    | 3    | 4    |
| 0,6      | 0,20 | 3,03                             | 1,93 | 1,54 | 1,35 |
|          | 0,30 | 3,05                             | 1,95 | 1,56 | 1,35 |
|          | 0,40 | 3,10                             | 1,98 | 1,58 | 1,36 |
|          | 0,50 | 3,18                             | 2,02 | 1,61 | 1,35 |
| 0,7      | 0,15 | 2,93                             | 1,89 | 1,51 | 1,31 |
|          | 0,20 | 2,93                             | 1,89 | 1,51 | 1,31 |
|          | 0,30 | 2,97                             | 1,91 | 1,53 | 1,32 |
|          | 0,40 | 3,04                             | 1,94 | 1,55 | 1,34 |
|          | 0,50 | 3,13                             | 1,99 | 1,59 | 1,37 |
| 0,8      | 0,10 | 2,81                             | 1,82 | 1,47 | 1,28 |
|          | 0,20 | 2,83                             | 1,83 | 1,47 | 1,28 |
|          | 0,30 | 2,89                             | 1,86 | 1,50 | 1,30 |
|          | 0,40 | 2,97                             | 1,91 | 1,53 | 1,32 |
|          | 0,50 | 3,07                             | 1,96 | 1,57 | 1,36 |
| 0,9      | 0,05 | 2,68                             | 1,75 | 1,42 | 1,23 |
|          | 0,10 | 2,68                             | 1,75 | 1,42 | 1,23 |
|          | 0,20 | 2,73                             | 1,78 | 1,44 | 1,25 |
|          | 0,30 | 2,81                             | 1,82 | 1,47 | 1,28 |
|          | 0,40 | 2,90                             | 1,87 | 1,50 | 1,30 |
|          | 0,50 | 3,01                             | 1,93 | 1,54 | 1,34 |

Как видно из таблицы 4, состав наплавленного металла 3Х4ВЗФ (0,25% C; 0,6% Mn; 0,6% Si; 4,0% Cr; 0,6% V; 3,5% W; 0,2% Ti) достигается уже во втором слое наплавки.

При наплавке порошковой лентой Пл-3Х4ВЗФ ( $\alpha=0,75$ ;  $P=0,15$ ;  $\beta=2,8$ )

во втором слое получено: 0,24% C; 0,58% Mn; 0,62% Si; 4,1% Cr; 0,57% V; 3,54% W; 0,21% Ti.

Из таблицы 5 видно, что состав наплавленного металла 5X3B3MFC (0,5% C; 0,5% Mn; 0,7% Si; 2,9% Cr; 1,7% V; 1,0% Mo; 3,3% W) с погрешностью не более 10% достигается также во втором слое наплавки.

При наплавке порошковой лентой ПЛ-5X3B3MFC ( $\alpha=0,8$ ;  $P=0,25$ ;  $\beta=3,2$ ) во втором слое получено: 0,52% C; 0,47% Mn; 0,65% Si; 3,1% Cr; 1,66% V; 0,96% Mo; 3,21% W.

Таким образом, предложены уравнения, обладающие высокой информативностью, для расчета с достаточной точностью химического состава наплавленного слоя с учетом долей участия основного и наплавленного металла, металла предыдущего валика в последующем.

Таблица 4. Зависимость состава металла, наплавленного порошковой лентой ПЛ-3X4B3Ф, от числа слоев.

| $\alpha$ | $P$ | $\beta$ | Номер слоя | Химический состав наплавленного слоя, % |      |      |      |      |      |      |
|----------|-----|---------|------------|-----------------------------------------|------|------|------|------|------|------|
|          |     |         |            | C                                       | Mn   | Si   | Cr   | V    | W    | Ti   |
| 0,6      | 0,2 | 2       | 1          | 0,17                                    | 0,42 | 0,42 | 2,78 | 0,42 | 2,43 | 0,14 |
|          |     |         | 2          | 0,23                                    | 0,54 | 0,54 | 3,63 | 0,54 | 3,17 | 0,18 |
|          |     |         | 3          | 0,24                                    | 0,58 | 0,58 | 3,89 | 0,58 | 3,40 | 0,19 |
|          |     | 3       | 1          | 0,19                                    | 0,46 | 0,46 | 3,09 | 0,46 | 2,71 | 0,15 |
|          |     |         | 2          | 0,24                                    | 0,57 | 0,57 | 3,79 | 0,57 | 3,32 | 0,19 |
|          |     |         | 3          | 0,25                                    | 0,59 | 0,59 | 3,95 | 0,59 | 3,46 | 0,20 |
| 0,8      | 0,1 | 2       | 1          | 0,18                                    | 0,43 | 0,43 | 2,87 | 0,43 | 2,51 | 0,14 |
|          |     |         | 2          | 0,23                                    | 0,55 | 0,55 | 3,68 | 0,55 | 3,22 | 0,18 |
|          |     |         | 3          | 0,24                                    | 0,59 | 0,59 | 3,91 | 0,59 | 3,42 | 0,20 |
|          |     | 3       | 1          | 0,20                                    | 0,48 | 0,48 | 3,17 | 0,48 | 2,77 | 0,16 |
|          |     |         | 2          | 0,24                                    | 0,57 | 0,57 | 3,83 | 0,57 | 3,35 | 0,19 |
|          |     |         | 3          | 0,25                                    | 0,59 | 0,59 | 3,96 | 0,59 | 3,47 | 0,20 |

Таблица 5. Зависимость состава металла, наплавленного порошковой лентой ПЛ-5X3B3MFC, от числа слоев.

| $\alpha$ | $P$ | $\beta$ | Номер слоя | Химический состав наплавленного слоя, % |      |      |      |      |      |      |
|----------|-----|---------|------------|-----------------------------------------|------|------|------|------|------|------|
|          |     |         |            | C                                       | Mn   | Si   | Cr   | V    | Mo   | W    |
| 0,7      | 0,3 | 2       | 1          | 0,35                                    | 0,35 | 0,49 | 2,43 | 1,19 | 0,70 | 2,31 |
|          |     |         | 2          | 0,46                                    | 0,46 | 0,64 | 2,64 | 1,55 | 0,91 | 3,01 |
|          |     |         | 3          | 0,49                                    | 0,49 | 0,68 | 2,82 | 1,65 | 0,97 | 3,21 |
|          |     | 3       | 1          | 0,39                                    | 0,39 | 0,55 | 2,26 | 1,32 | 0,78 | 2,57 |
|          |     |         | 2          | 0,48                                    | 0,48 | 0,67 | 2,76 | 1,62 | 0,95 | 3,14 |
|          |     |         | 3          | 0,49                                    | 0,49 | 0,69 | 2,87 | 1,68 | 0,99 | 3,26 |
| 0,9      | 0,1 | 2       | 1          | 0,37                                    | 0,37 | 0,51 | 2,12 | 1,24 | 0,73 | 2,41 |
|          |     |         | 2          | 0,46                                    | 0,46 | 0,65 | 2,69 | 1,58 | 0,93 | 3,06 |
|          |     |         | 3          | 0,49                                    | 0,49 | 0,69 | 2,84 | 1,67 | 0,98 | 3,24 |

Продолжение таблицы 5.

|   |   |      |      |      |      |      |      |      |
|---|---|------|------|------|------|------|------|------|
| 3 | 1 | 0,40 | 0,40 | 0,56 | 2,33 | 1,37 | 0,80 | 2,65 |
|   | 2 | 0,48 | 0,48 | 0,67 | 2,79 | 1,63 | 0,96 | 3,17 |
|   | 3 | 0,50 | 0,50 | 0,69 | 2,88 | 1,69 | 0,99 | 3,27 |

Список литературы: 1. Кассов В.Д. Моделирование и оптимизация технологических параметров наплавки порошковой проволокой//Вестник Приазовского госуниверситета: Сб. науч. трудов.—Мариуполь, 1998.— № 6.— С. 134-140.

Статья поступила в редакцию 27.11.2000г.

## ОСНОВЫ РАЗРАБОТКИ СТРУКТУРНЫХ ВАРИАНТОВ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ТОНКОСТЕННЫХ МНОГОПРОФИЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЙ

Коваленко Т.В., Матвиенко А.В., Буленков Е.А.

(ДонГТУ, г.Донецк, Украина)

*In the article the problems of production process of thin-wall multisurface items are reviewed, the classification of such items is designed, the new approach to designing of a processing techniques is offered, the attention to problems of automation of process of processing is given.*

Существует большое количество различных методов и способов получения резьбы и профилей. В настоящее время применяется метод пластического формообразования внутренних резьб бесстружечными метчиками и наружных резьб и профилей накатным инструментом, обеспечивающий высокую производительность и качество обработки. К недостаткам этих методов можно отнести невозможность получения резьб и профилей на тонкостенных деталях. Существуют способы пластического формообразования внутренней резьбы радиальным обжимом и редуцированием в жесткой матрице, которые позволяют формообразовывать резьбы на деталях с ограниченной толщиной стенки [1]. Однако в настоящее время отсутствует методика разработки комплексной обработки таких изделий, которая бы позволила одновременно получать и профиль, и резьбу, а также обрабатывать одновременно несколько поверхностей.

Предложена классификация тонкостенных профильных изделий, для которых возможна комплексная обработка и профили которых могут быть получены выдавливанием (рис.1). Классификация осуществляется по двум основным признакам: типу профиля и геометрической форме изделий.

Тип профиля в зависимости от расположения на изделии может быть внешним и внутренним. По форме и назначению различают три типа профиля: резьбовый профиль, декоративный профиль и профиль функционального назначения. На следующем уровне каждый тип разбивается на элементарные виды профилей.

Геометрическая форма изделия представлена тремя основными элементами: вид центрального отверстия, вид продольного сечения, вид поперечного сечения.

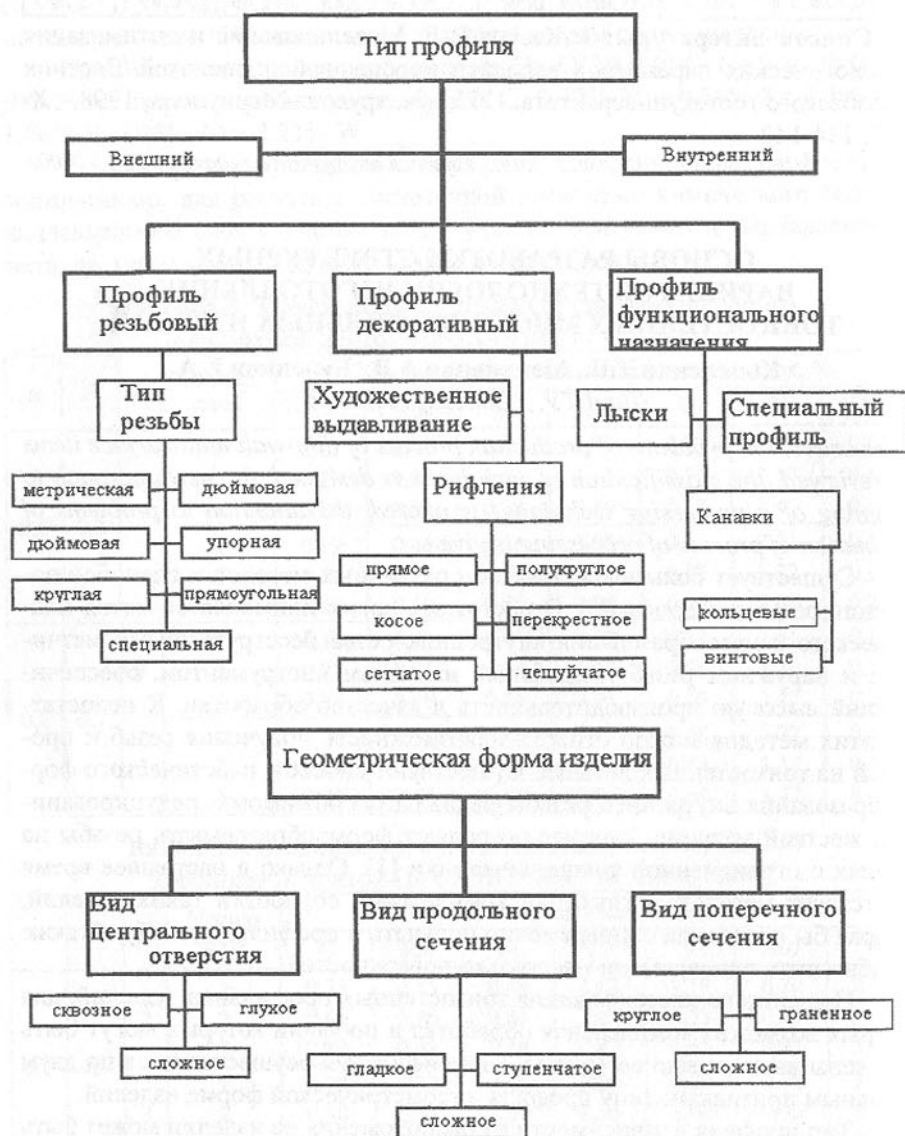


Рис. 1. Классификация тонкостенных изделий, профили которых могут быть получены выдавливанием

При непосредственной классификации в одном изделии может присутствовать несколько классификационных элементов (например, тонкостенное изделие с внутренним и наружным профилем различного типа, цилиндрической формы со сквозным отверстием). Возможность такого сочетания позволяет говорить об очень широкой номенклатуре тонкостенных профильных изделий. Причем следует отметить, что обязательной является их стандартизация, в частности унификация и нормализация размеров и геометрической формы.

Классификация систематизирует изделия по конструктивным признакам, ставит целью увеличения возможности применения высокопроизводительных методов и технологий обработки. Классификация позволяет решать проблему недостаточной массовости объектов производства, путем выбора изделий близких по своей геометрической форме и, соответственно, по виду технологического воздействия.

Для повышения эффективности производства следует разрабатывать новые методы формообразования профильных поверхностей. В основу формообразования может быть положен кинематический способ задания поверхностей, т.е. перемещение образующей относительно направляющей по определенному закону, описываемому специальным оператором.

Исходными характеристиками является то, что процесс формообразования получается в результате относительного движения заготовки и инструмента. Рабочая часть инструмента с геометрической точки зрения представляет собой либо точку, либо некоторую поверхность, которые в процессе движения, контактируя с обрабатываемым изделием, оставляет след в виде точки, линии или некоторой поверхности, изменяющейся во времени.

Любая поверхность  $F(t)$  в данный момент времени  $t$  может быть представлена как результат относительного движения двух, любым образом сочетаемых геометрических образов: точек, линий, поверхностей, из которых один образ этой пары определяется формой инструмента, точнее формой его контакта с обрабатываемой поверхностью, а другой определяется кинематикой [2, 3].

Соответственно, поверхности резбовых отверстий или схемы технологического воздействия при выдавливании резьбы на резьбовой оправке, при сочетании геометрических образов, можно представить как:

- прерывистая  $L_1 \rightarrow \bigvee_{v=1}^r \bigvee_{t=1}^p (dl_t \times dl_v);$
- непрерывная  $L_2 \rightarrow \bigwedge_{v=1}^{\infty} \bigwedge_{t=1}^{\infty} (dl_t \times dl_v);$
- единовременно-прерывистая  $L_3 \rightarrow \bigvee_{t=1}^p \left( dl_t \times \bigwedge_{v=1}^{\infty} dl_v \right) \text{ или}$



$$L_3 \rightarrow \bigvee_{v=1}^r \left( \bigwedge_{t=1}^{\infty} dl_t \times dl_v \right);$$

- единовременно-непрерывная

$$L_4 \rightarrow \bigwedge_{t=1}^{\infty} \left( dl_t \times \bigwedge_{v=1}^{\infty} dl_v \right) \text{ или}$$

$$L_4 \rightarrow \bigwedge_{v=1}^{\infty} \left( \bigwedge_{t=1}^{\infty} dl_t \times dl_v \right);$$

- единовременная

$$L_5 \rightarrow \bigwedge_{t=1}^{\infty} dl_t \times \bigwedge_{v=1}^{\infty} dl_v;$$

где - направление движения по окружности;

$t$  - направление движения вдоль оси;

$p$  - количество элементарных перемещений в направлении  $t$ ;

$r$  - количество элементарных перемещений в направлении  $V$ ;

$\wedge$  - логический символ конъюнкции - параллельного технологического воздействия;

$\vee$  - логический символ дизъюнкции - последовательного технологического воздействия.

Наиболее производительной является схема единовременного технологического воздействия, на которой основывается метод получения профилей радиальным обжимом, и позволяющая одновременно получать внутренний и наружный профиль.

Основой проектирования любых технологических систем является разработка технологического процесса, который в свою очередь может иметь несколько вариантов. При выборе вариантов технологического процесса могут быть использованы методы комбинаторного анализа [4].

При  $n$  - технологических операциях, число вариантов технологического процесса в общем случае можно определить как общее число перестановок:

$$P = n!$$

При использовании принципа концентрации операций число вариантов уменьшается до следующего значения (количество перестановок с повторениями):

$$C_n(n_1...n_k) = \frac{n!}{n_1!...n_k!},$$

где  $n_1...n_k$  - соответственно число объединяемых операций.

С учетом того, что некоторые операции занимают всегда определенные места в технологическом процессе, например, заготовительные, отделочные и контрольные операции, применяя формулу включения и исключения, получим число вариантов технологического процесса:

$$N(r) = \frac{k!}{r!} \sum_{s=0}^{k-r} \frac{(-1)^s}{s!},$$

где  $r$  - число операций, не изменяющих свое положение.

В итоге получаем число вариантов технологического процесса:

$$F = \frac{n!}{n_1!...n_k!} \cdot \left( \frac{k!}{r!} \sum_{s=0}^{k-r} \frac{(-1)^s}{s!} - (k-r)! \right) - k!,$$

где  $k!$  - учитывает повторяющиеся варианты технологических процессов.

В результате получили, что принципы концентрации операций обеспечивают значительное сокращение числа вариантов технологических процессов.

Рациональный вариант универсального технологического процесса изготовления тонкостенных профильных изделий может быть найден с привлечением теории графов[5] - определением минимального пути в графе технологического процесса. Путем в графе называют такую последовательность дуг  $\mu$ , в которой конец каждой предыдущей дуги совпадает с началом следующей. Путь  $\mu$  может быть задан последовательностью вершин (операций, подпроцессов) -  $\mu = (a, b...h)$ . Длина дуги может быть выражена длительностью технологического воздействия, производительностью операции, надежностью процесса и т.д. Минимальная длина пути технологического процесса будет соответствовать оптимальному технологическому процессу изготовления тонкостенных профильных изделий.

На рис.2 представлены графы технологических процессов изготовления тонкостенных профильных изделий. На рис.2, а показан граф комплексного технологического процесса для изделия колпачок с внутренней резьбой и внешним профилем. Комплексный технологический процесс состоит из девяти подпроцессов, представленных на графе девятью вершинами или состояниями технологического процесса. Переходы показаны дугами. Вход заготовки обозначен  $V$ , выход  $W$ . Переход от вершины 6 к 9 показывает возвращение резьбовой оправки на позицию 6.

Когда заготовка поступает с других участков, технологический процесс может начинаться со 2-ой позиции. Граф такого неполного процесса представлен на рис.2,б, где первая вершина отсутствует.

В практике проектирования технологических процессов изготовления перспективно совмещать ряд операций на одной позиции, используя принцип концентрации операций. На рис.2,в показан граф комплексного процесса с совмещением вершин 2, 3, 4 и 5 - 9 в одну вершину, где операции выдавливания резьбы и профиля и свинчивания резьбовой оправки реализуются на одной позиции. Такие концентрированные технологические процессы перспективно применять при создании высокопроизводительных роторных и роторно-конвейерных линий для массового производства.

Для получения графа универсального технологического процесса изготовления тонкостенных профильных деталей следует в соответствующие

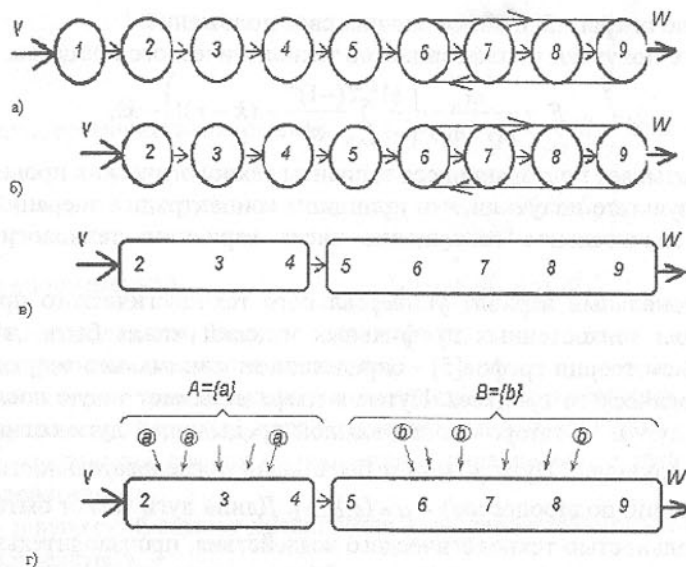


Рис. 2. Граф технологических процессов изготовления тонкостенных профильных деталей

1 – отрезка заготовки, 2 – смазка заготовки, 3 – выдавливание стаканчика, 4 – пробивка отверстия, 5 – смазка стаканчика, 6 – выдавливание резьбы на резьбовой оправке, 7 – выдавливание внешнего профиля, 8 – извлечение резьбовой оправки с деталью, 9 – свинчивание детали с резьбовой оправки, А – множество операций по изменению геометрической формы, В – множество операций по изготовлению различных типов профилей.

подпроцессы добавить множество операций по изменению геометрической формы  $A = \{a_i\}$  и множество операций по получению различных типов профилей  $B = \{b_j\}$ , рис.2,г, с учетом разработанной ранее классификации.

Таким образом, технологический процесс изготовления тонкостенных профильных изделий предопределяется конструкцией изготавливаемой детали (смотреть классификацию тонкостенных изделий с профилем) и принципами концентрации и дифференциации операций.

В массовом производстве для комплексного решения вопросов автоматизации и интенсификации процессов изготовления тонкостенных профильных деталей особо эффективно применять технологические системы непрерывного действия (ТСНД), выполненные на базе роторных и роторно-конвейерных линий.

В качестве примера, представлена принципиально-структурная модель роторной линии для изготовления тонкостенных резьбовых изделий (рис.3). Структура этой линии построена на основании комплексного технологического процесса их изготовления (рис.2).

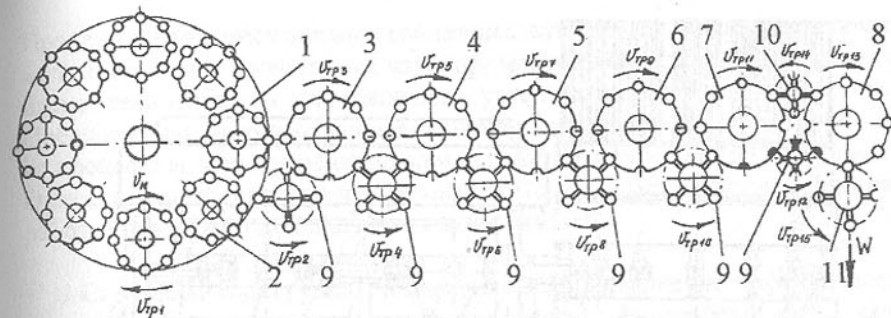


Рис.3. Принципиально-структурная модель роторной линии

Роторная линия содержит отрезной ротор 1, в цилиндрических магазинах 2 которого устанавливаются заготовки в виде прутков, рабочего ротора 3 смазки заготовок, рабочего ротора 4 холодного выдавливания стаканчика, рабочего ротора 5 пробивки отверстия в донышке, рабочего ротора 6 смазки стаканчика, рабочего ротора 7 выдавливания резьбы и рабочего ротора 8 свинчивания резьбовой оправки. Между рабочими роторами установлены транспортные роторы 9, предназначенные для передачи изделий между смежными роторами. Транспортный ротор 10 предназначен для передачи резьбовой оправки с рабочего ротора 8 на рабочий ротор 7. С помощью транспортного ротора 11 готовые изделия выгружаются с рабочего ротора 8 и, далее, передаются по потоку W. Стрелками с обозначением  $V_{mp1}, \dots, V_{mp15}$  показано направление транспортного вращения соответствующих роторов, а стрелкой  $V_m$  показано направление периодического поворота магазина 2 в отрезном роторе 1.

Так же, в качестве примера представлена компоновочная схема автоматической роторной линии для производства тонкостенных изделий по комплексному технологическому процессу (рис.4). В общем случае автоматическая роторная линия состоит из рабочих роторов, транспортных роторов, загрузочно-транспортных механизмов, главного привода вращения роторов, системы приводов технологических движений, элементов электроавтоматики, управления и станины.

Автоматическая роторная линия работает следующим образом. Предварительно в цилиндрические магазины 3 рабочего ротора отрезки 1 загружаются мерные по длине прутки 2. Расположенные против отверстий верхних шпинделей 13, прутки 2 поступают на рабочие позиции к нижним шпинделям 14. По мере поворота рабочего ротора отрезки 1 верхний 13 и нижний 14 шпиндели зажимают пруток 2, включается их вращение, инструментальная головка 15 равномерно поворачивается, и отрезной резец отрезает мерную заготовку. Далее инструментальная головка 15 поворачивается в исходное положение, вращение заготовки прекращается, цанговый патрон нижнего шпинделя 14 разжимается, и мерная заготовка при помо-

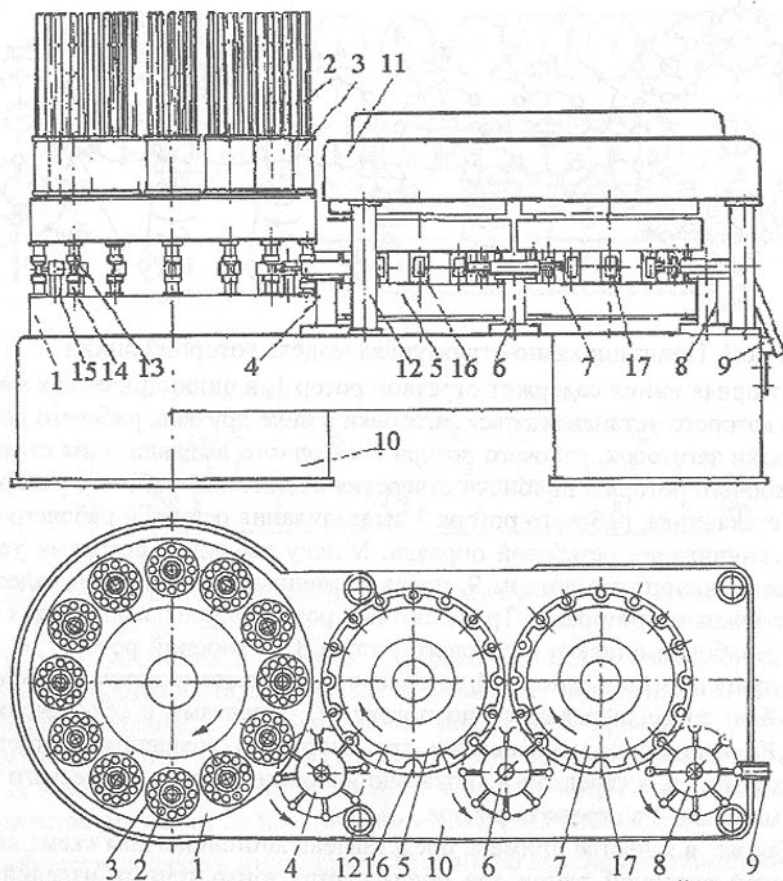


Рис.4. Компонентная схема автоматической роторной линии

и транспортного ротора 4 подается в блок технологического воздействия 16 рабочего ротора 5. После этого цанговый патрон верхнего шпинделя 13 разжимается, прутки 2 подаются до упора нижнего шпинделя 14, и цикл работы на рабочей позиции рабочего ротора отрезки 1 повторяется. При поступлении мерной заготовки в БТВ 16 рабочего ротора 5, смонтированного в опорах станины 10 и балки 11, закрепленной на колоннах 12, в технологической зоне при повороте рабочего ротора 5 выполняются операции смазки заготовки, выдавливания тонкостенного стаканчика и пробивки отверстия в его доннышке. Затем транспортный ротор 6 подает тонкостенный стаканчик в БТВ 17, в котором выполняется смазка стаканчика, выдавливание резьбы и свинчивание резьбовой оправки. Готовое изделие с помощью транспортного ротора 8 по копиру и наклонному лотку 9 подается в тару.

На основании вышесказанного можно сделать следующие выводы.

Предложенная классификация свидетельствует о очень большом количестве тонкостенных профильных изделий, что говорит про актуальность проблемы технологии их изготовления и развития новых методов обработки. Предложенная методика выбора рационального варианта технологического процесса может применяться при автоматизированном проектировании. Описанная методика формообразования может служить основой при разработке новых методов получения поверхностей.

**Список литературы:** 1. Матвиенко А.В. Повышение эффективности изготовления тонкостенных резьбовых изделий: Автореферат дис... канд. техн. наук.- Донецк: ДонГТУ, 1999.-177с. 2. Михайлов А.Н. Разработка методов проектирования высокоэффективных поточно-пространственных технологических систем: Дис... д-ра техн. наук.- Харьков: ХПИ, 1991 – 498с. 3. Тернюк Н.Э. Основы комплексной оптимизации технологических систем для производства зубчатых колес: Дис... д-ра техн. наук. – Харьков, 1983. – 433с. 4. Ежов И.И., Скороходов А.В., Яценко М.И. Элементы комбинаторики. –М.: Наука, 1977. – 80с. 5. Оре О. Теория графов.- 2-е изд.- М.: Наука, 1980. – 336 с.

Статья поступила в редакцию 22.01.2001г.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ РЕЗАНИЯ ПРИ ЗЕНКЕРОВАНИИ ЧУГУНА И СТАЛИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РАЗЛИЧНОЙ НОРМАТИВНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Коваленко В.И., Гаврилов П.А.  
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Режимы резания являются одними из важнейших факторов, влияющих на трудоемкость и себестоимость обработки резанием. В то же время опыт использования различной нормативно-справочной литературы (например, [1 - 6]) показывает, что конкретные значения элементов режимов резания, определенные по различным источникам, могут отличаться друг от друга. В предлагаемой работе с использованием различных нормативно-справочных источников выполнен сравнительный анализ определения одного из элементов режимов резания – скорости резания.

Для получения сопоставимых результатов в качестве исходных данных для анализа приняты одни и те же условия обработки, указанные ниже. Выполняется черновое зенкерование ковкого чугуна НВ = 180 в заготовке, полученной отливкой и имеющей нормальную (не сильно загрязненную) корку. Обработка ведется насадным зенкером, изготовленным из быстрорежущей стали Р6М5 без специального покрытия рабочей части, с охлаждением, форма заточки инструмента – нормальная (Н).



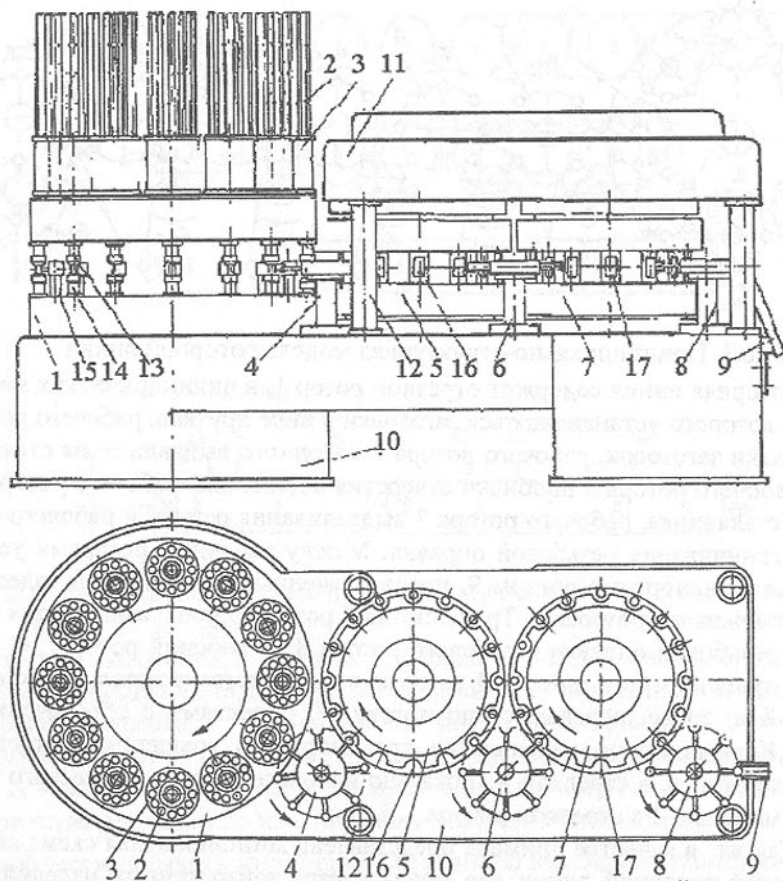


Рис.4. Компонентная схема автоматической роторной линии

и транспортного ротора 4 подается в блок технологического воздействия 16 рабочего ротора 5. После этого цанговый патрон верхнего шпинделя 13 разжимается, прутки 2 подаются до упора нижнего шпинделя 14, и цикл работы на рабочей позиции рабочего ротора отрезки 1 повторяется. При поступлении мерной заготовки в БТВ 16 рабочего ротора 5, смонтированного в опорах станины 10 и балки 11, закрепленной на колоннах 12, в технологической зоне при повороте рабочего ротора 5 выполняются операции смазки заготовки, выдавливания тонкостенного стаканчика и пробивки отверстия в его доннышке. Затем транспортный ротор 6 подает тонкостенный стаканчик в БТВ 17, в котором выполняется смазка стаканчика, выдавливание резьбы и свинчивание резьбовой оправки. Готовое изделие с помощью транспортного ротора 8 по копиру и наклонному лотку 9 подается в тару.

На основании вышесказанного можно сделать следующие выводы.

Предложенная классификация свидетельствует о очень большом количестве тонкостенных профильных изделий, что говорит про актуальность проблемы технологии их изготовления и развития новых методов обработки. Предложенная методика выбора рационального варианта технологического процесса может применяться при автоматизированном проектировании. Описанная методика формообразования может служить основой при разработке новых методов получения поверхностей.

**Список литературы:** 1. Матвиенко А.В. Повышение эффективности изготовления тонкостенных резьбовых изделий: Автореферат дис... канд. техн. наук.- Донецк: ДонГТУ, 1999.-177с. 2. Михайлов А.Н. Разработка методов проектирования высокоэффективных поточно-пространственных технологических систем: Дис... д-ра техн. наук.- Харьков: ХПИ, 1991 – 498с. 3. Тернюк Н.Э. Основы комплексной оптимизации технологических систем для производства зубчатых колес: Дис... д-ра техн. наук. – Харьков, 1983. – 433с. 4. Ежов И.И., Скороходов А.В., Яценко М.И. Элементы комбинаторики. –М.: Наука, 1977. – 80с. 5. Оре О. Теория графов.- 2-е изд.- М.: Наука, 1980. – 336 с.

Статья поступила в редакцию 22.01.2001г.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ РЕЗАНИЯ ПРИ ЗЕНКЕРОВАНИИ ЧУГУНА И СТАЛИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РАЗЛИЧНОЙ НОРМАТИВНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Коваленко В.И., Гаврилов П.А.  
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Режимы резания являются одними из важнейших факторов, влияющих на трудоемкость и себестоимость обработки резанием. В то же время опыт использования различной нормативно-справочной литературы (например, [1 - 6]) показывает, что конкретные значения элементов режимов резания, определенные по различным источникам, могут отличаться друг от друга. В предлагаемой работе с использованием различных нормативно-справочных источников выполнен сравнительный анализ определения одного из элементов режимов резания – скорости резания.

Для получения сопоставимых результатов в качестве исходных данных для анализа приняты одни и те же условия обработки, указанные ниже. Выполняется черновое зенкерование ковкого чугуна НВ = 180 в заготовке, полученной отливкой и имеющей нормальную (не сильно загрязненную) корку. Обработка ведется насадным зенкером, изготовленным из быстрорежущей стали Р6М5 без специального покрытия рабочей части, с охлаждением, форма заточки инструмента – нормальная (Н).

При использовании «Справочника инструментальщика» [1] скорость резания, м/мин определяется по формуле:

$$v = \frac{c_v \cdot D^q \cdot HB^n}{T^m \cdot t^x \cdot s^y}, \quad (1)$$

где  $c_v$  – исходный нормативный коэффициент, зависящий от вида обрабатываемого материала, марки инструментального материала и конструкции зенкера (концевой, насадной);  $D$  – номинальный диаметр зенкера;  $HB$  – твердость обрабатываемого материала по Бринеллю;  $T$  – стойкость зенкера;  $t$  и  $s$  – глубина резания и подача;  $q, n, m, x, y$  – показатели степени при соответствующих параметрах, которые зависят от вида обрабатываемого материала и марки инструментального материала.

В формуле (1) стойкость  $T$  и подача  $s$  зависят от диаметра зенкера  $D$ :  $T = 1,65 \cdot D$ ;  $s = c_s \cdot D^{0,6}$ , где  $c_s$  – коэффициент, зависящий от вида обрабатываемого материала и его твердости. Диапазон используемых в нормативах диаметров зенкеров составляет от 12 до 100 мм; в конкретных расчетах принято значение диаметра зенкера, расположенное примерно в середине указанного диапазона:  $D = 50$  мм.

Расчет, выполненный по формуле (1) для принятых исходных условий обработки, показал следующие результаты: стойкость зенкера  $T = 82,5$  мин; подача  $s = 1,05$  мм/об; скорость резания  $v = 24,0$  м/мин.

Скорость резания при использовании «Справочника технолога-машиностроителя» [2] определяется по формуле, аналогичной выражению (1) с той лишь разницей, что фактические условия резания учитываются не параметром  $HB$ , но поправочным коэффициентом:

$$K_v = K_m \cdot K_{in} \cdot K_w, \quad (2)$$

где  $K_m$  – коэффициент, учитывающий свойства обрабатываемого материала;  $K_{in}$  – коэффициент, учитывающий вид инструментального материала зенкера;  $K_w$  – коэффициент, учитывающий наличие корки при получении заготовки.

Для принятого вида обрабатываемого материала (чугун ковкий) коэффициент  $K_m$  является функцией величины твердости  $HB$ :  $K_m = \left(\frac{150}{HB}\right)^n$ , где  $n$  – показатель степени, учитывающий вид обрабатываемого материала и инструментального материала зенкера. Для принятых условий обработки определено значение скорости резания:  $v = 16,5$  м/мин.

Ориентиром для сравнения скоростей резания, получаемых по различным нормативным источникам, может служить значение, определенное по «Общемашиностроительным нормативам режимов резания» [3]; этот источник до недавнего времени широко использовался нормировщиками в их практической деятельности. Скорость резания при использовании этого источника определяется по выражению:

$$v = v_t \cdot K_m \cdot K_{in} \cdot K_l, \quad (3)$$

где  $v_t$  – табличное значение скорости резания;  $K_m$  и  $K_{in}$  – коэффициенты, аналогичные соответствующим коэффициентам в формуле (2);  $K_l$  – коэффициент, учитывающий отношение длины обрабатываемого отверстия к диаметру.

Для принятых исходных условий обработки табличное значение скорости резания, выбранное по [3], составляет 19,6 м/мин.; поправочные коэффициенты равны:  $K_m = 0,8$ ;  $K_{in} = 1,0$ ;  $K_l = 1,0$ . Рекомендуемая для применения скорость резания, подсчитанная по выражению. (3), равна  $v = 19,6 \cdot 0,8 = 15,7$  м/мин.

Определение скорости резания по «Справочнику» [4] во многом аналогично ее выбору по «Нормативам» [3]. Для принятых условий обработки предельный (максимальный) припуск составляет 4 мм. Подача  $s$  определяется по формуле:  $s = s_t \cdot K_{sa} \cdot K_{sm}$ , где  $s_t$  – табличное значение подачи;  $K_{sa}$  – коэффициент, учитывающий тип обрабатываемого отверстия (сквозное, глухое);  $K_{sm}$  – коэффициент, учитывающий группу обрабатываемого материала (сталь, чугун и другое). Для принятых условий:  $s_t = 2,70$  мм/об;  $K_{sa} = 1,0$ ;  $K_{sm} = 0,49$ . Следовательно,  $s = 2,70 \cdot 1,0 \cdot 0,49 = 1,32$  мм/об.

По анализируемому источнику [4] скорость резания находится из выражения:

$$v = v_t \cdot K_m \cdot K_{in} \cdot K_a \cdot K_g \cdot K_w \cdot K_T, \quad (4)$$

где  $v_t$  – табличное значение скорости резания;  $K_m$  и  $K_{in}$  – коэффициенты, аналогичные соответствующим коэффициентам в формуле (2);  $K_a$  – коэффициент, учитывающий тип обрабатываемого отверстия (сквозное, глухое);  $K_g$  – коэффициент, учитывающий наличие охлаждения при резании;  $K_w$  – коэффициент, учитывающий наличие корки при получении заготовки;  $K_T$  – коэффициент, учитывающий отношение фактической стойкости инструмента к нормативной.

Для принятых условий обработки получено:  $v_t = 20,0$ ;  $K_m = 1,3$ ;  $K_{in} = 0,91$ ;  $K_a = 1,0$ ;  $K_g = 1,0$ ;  $K_w = 0,8$ ;  $K_T = 1,0$ ; скорость резания при этом равна:  $v = 20,0 \cdot 1,3 \cdot 0,91 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,8 \cdot 1,0 = 19,0$  м/мин.

При использовании «Общемашиностроительных нормативов времени и режимов резания» [5] скорость резания определяется по формуле, во многом аналогичной формуле (4):

$$v = v_t \cdot K_m \cdot K_{in} \cdot K_g \cdot K_w \cdot K_z \cdot K_p \cdot K_{pm} \cdot K_T, \quad (5)$$

где  $v_t$  – табличное значение скорости резания;  $K_m, K_{in}, K_g, K_w$  и  $K_T$  – коэффициенты, аналогичные соответствующим коэффициентам в формуле (4);  $K_z$  – коэффициент, учитывающий вид формы заточки зенкера (нормальная, радиусная);  $K_p$  – коэффициент, учитывающий наличие и вид специального покрытия рабочей части инструмента;  $K_{pm}$  – коэффициент, учитывающий последовательность переходов маршрута при обработке заготовки (вид предшествующих и выполняемых переходов).



Для принятых условий обработки получены следующие значения сомножителей выражения (5):  $v_t = 12,8$ ;  $K_m = 0,74$ ;  $K_{in} = 1,0$ ;  $K_g = 1,2$ ;  $K_w = 0,85$ ;  $K_z = 1,0$ ;  $K_p = 1,0$ ;  $K_{pm} = 0,95$ ;  $K_T = 0,8$ ; скорость резания при этом равна  $v = 7,3$  м/мин.

Представляет интерес определение скорости резания по учебнику [6]. Расчетная формула в этом случае почти полностью совпадает с соответствующей формулой (1) из «Справочника» [1] при сохранении всех принятых обозначений; при этом получено числовое значение:  $v = 16,7$  м/мин.

На основании вышеперечисленных зависимостей были подсчитаны числовые значения скорости резания по четырем видам различных материалов: для чугуна ковкого и серого, стали автоматной и конструкционной. Полученные результаты приведены в табл. 1.

Таблица 1. Числовые значения скорости резания, м/мин, определенные по различным источникам.

| Источник | Чугун ковкий | Чугун серый | Сталь автоматная | Сталь конструкционная |
|----------|--------------|-------------|------------------|-----------------------|
| [1]      | 24,0         | 19,5        | 15,5             | 10,3                  |
| [2]      | 16,5         | 15,2        | 12,7             | 10,3                  |
| [3]      | 15,7         | 10,6        | 13,4             | 8,0                   |
| [4]      | 19,0         | 16,0        | 15,2             | 7,7                   |
| [5]      | 7,3          | 8,3         | 7,6              | 7,6                   |
| [6]      | 16,7         | 16,7        | 9,1              | 9,1                   |

Анализ числовых значений табл. 1 показывает, что скорости резания, определенные по различным источникам, различаются между собой. Для выявления существенности этого различия проведена статистическая обработка полученных данных: определены средние арифметические значения и средние квадратические отклонения погрешностей  $\sigma$ . Предполагая, что рассеяние погрешностей носит случайный характер и подчиняется нормальному закону распределения, определены половины доверительных интервалов

$$\varepsilon = t\sigma, \quad (6)$$

где  $t$  – параметр функции Лапласа. Принимая доверительную вероятность результатов вычислений  $P = 0,95$ , находим [7]:  $t = 2,0$ . Результаты вычислений приведены в табл. 2.

Анализ результатов табл. 2 показывает следующее.

Значения скоростей резания, определенные по всем проанализированным источникам, с доверительной вероятностью  $P = 0,95$  следует признать значимыми, так как они входят в соответствующие доверительные границы. Следует обратить внимание, что диапазон доверительных границ различен при обработке анализируемых материалов.

Таблица 2. Результаты статистической обработки значений скоростей резания, м/мин, определенных по различным источникам

| Материал заготовки    | Среднее арифметическое значение | Среднее квадратическое отклонение | Половина доверительного интервала | Доверительные границы |
|-----------------------|---------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|
| Чугун ковкий          | 16,5                            | 5,4                               | 10,8                              | 5,7...27,3            |
| Чугун серый           | 14,4                            | 4,2                               | 8,4                               | 6,0...22,8            |
| Сталь автоматная      | 12,3                            | 3,2                               | 6,4                               | 5,9...18,7            |
| Сталь конструкционная | 8,8                             | 1,3                               | 2,6                               | 6,2...11,4            |

Наименьший разброс значений скоростей резания имеет место при обработке конструкционной стали (величина среднего квадратического отклонения погрешностей  $\sigma = 1,3$  м/мин), то есть различные источники в принципе одинаково учитывают обрабатываемость этого материала. Для остальных материалов сходимость результатов вычислений скорости резания по различным источникам значительно хуже. По сравнению с обработкой конструкционной стали величина среднего квадратического отклонения погрешностей вычислений увеличивается при обработке автоматной стали в 2,5 раза (3,2/1,3), серого чугуна – в 3,2 раза (4,2/1,3). Максимальное несоответствие литературных источников имеет место при обработке ковкого чугуна: величина  $\sigma$  увеличивается при обработке этого материала по сравнению с обработкой конструкционной стали в 4,2 раза (5,4/1,3).

Сопоставляя между собой значения скоростей резания, взятые из таблиц 1 и 2, можно отметить, что ближе всего соответствуют усредненным величинам значения скоростей резания, определенные: при обработке ковкого, серого чугуна и автоматной стали – по источнику [2], при обработке конструкционной стали – по источникам [6] и [3]. Следовательно, именно этими источниками, по нашему мнению, следует пользоваться при определении скоростей резания при обработке того или иного материала.

Таким образом, в представленной работе проанализировано определение скорости резания при зенкерении чугуна и стали с использованием различных нормативных источников; определены статистические характеристики полученных значений и даны рекомендации по использованию нормативов.

**Список литературы:** 1.. Справочник инструментальщика/ И.А. Ординарцев, С.Г. Филиппов, А.Н. Шевченко и др.; Под общ. ред. И.А. Ординарцева. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1987. – 846 с. 2. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2/ Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. 496 с. 3. Общемашиностроительные нормативы режимов резания для тех-



нического нормирования работ на металлорежущих станках. Часть 1. Токарные, карусельные, токарно-револьверные, алмазно-расточные, сверлильные, строгальные, долбежные и фрезерные станки. Изд. 2. М.: Машиностроение, 1974, 406 с. 4. Прогрессивные режущие инструменты и режимы резания металлов: Справочник/ В.И. Баранчиков, А.В. Жаринов, Н.Д. Юдина и др.; Под общ. ред. В.И. Баранчикова. – М.: Машиностроение, 1990. – 400 с. 5. Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания для нормирования работ, выполняемых на универсальных и многоцелевых станках с числовым программным управлением. Часть 2. Нормативы режимов резания. М. – Экономика. – 1990. 474 с. 6. Грановский Г.И., Грановский В.Г. Резание металлов: Учебник для машиностр. и приборостр. спец. вузов. – М.: Высш. шк., 1985. – 304 с. 7. Шишкин И.Ф. Лекции по метрологии: Учебное пособие. – М.: РИЦ «Татьянин день», 1993. = 54 с.

Статья поступила в редакцию 23.01.2001г.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПАРАМЕТРА ПОТОКА ОТКАЗОВ ГОРНОЙ МАШИНЫ КАК СИСТЕМЫ ЭЛЕМЕНТОВ РАЗЛИЧНОГО РЕСУРСА

Кравченко В.М. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*The mathematical model of the rate failures parameter of the mining machine as a system of elements of various life time is developed. The model can be used for getting an integrated parameter of number of failures of the machine and studies unstationarity of its restoring process*

Успешное создание горных машин высокого технического уровня и обеспечение повышения эффективности их использования может быть реализовано на основе познания закономерностей процесса восстановления.

Горная машина является восстанавливаемым объектом, поэтому одним из основных критериев, характеризующих ее работу, как объекта надежности, является параметр потока отказов.

Рассмотрим следующую модель испытаний. Пусть на испытании находится  $N$  горных машин одного типа и каждая из этих машин содержит  $N_i$  число элементов различного ресурса. Реализация испытания предусматривает замену вышедших из строя элементов новыми или отремонтированными.

Параметр потока отказов – это отношение числа отказов элементов в единицу времени к числу испытываемых изделий при условии, что все вышедшие из строя элементы заменяются исправными (новыми или отремонтированными). Согласно этому определению, статистическая оценка параметра потока отказов определится по зависимости:

$$\overline{\omega(t_p)} = \frac{\Delta N(t_p, \Delta t_p)}{N_i N \Delta t_p}, \quad (1)$$

где  $t_p$  – наработка машины;

$\Delta N(t_p, \Delta t_p)$  – общее число элементов вышедших и замененных при работе машин в интервале времени  $(t_p, t_p + \Delta t_p)$ ;

$\Delta t_p$  – малая величина наработки машины.

При достаточно большом количестве однотипных машин и ограниченном количестве элементов, входящих в состав каждой, статистическая оценка функции параметра потока отказов  $\overline{\omega(t_p)}$  стремится к действительному значению функции параметра потока отказов  $\omega(t_p)$ .

Учитывая, что одним из основных исходных положений, принятым при разработке математической модели процесса восстановления горной машины [1], является ординарность процесса восстановления, т.е. отсутствия влияния отказов одних элементов на отказы других, количество элементов, вышедших при работе машины за промежуток наработки  $(t_p, t_p + \Delta t_p)$ :

$$\Delta N(t_p, \Delta t_p) = \sum_{i=1}^{N_i} \Delta N_i(t_p, \Delta t_p), \quad (2)$$

где  $\Delta N_i(t_p, \Delta t_p)$  – число элементов  $i$  – того типа, вышедших из строя при работе  $N$  машин на интервале времени  $(t_p, t_p + \Delta t_p)$ .

При известном параметре потока отказов  $i$  – того типа элементов  $\omega_i(t_p, \Delta t_p)$  количество вышедших из строя элементов

$$\Delta N_i(t_p, \Delta t_p) = N \omega_i(t_p) \Delta t_p. \quad (3)$$

Для ординарных потоков с ограниченными последствиями параметр потока отказов связан с частотой отказа  $\alpha(t)$  интегральным уравнением Вольтера второго рода [2]:

$$\omega(t) = \alpha(t) + \int_0^t \omega(\tau) \alpha(t - \tau) d\tau. \quad (4)$$

Частотой отказов  $\alpha(t)$  для рассматриваемой модели испытаний является отношение числа отказавших элементов в единицу времени к первоначальному числу испытываемых при условии, что все вышедшие элементы восстанавливаются или заменяются новыми, отказы которых не учитываются при дальнейшем проведении испытания.

Для решения уравнения (4) может быть получено предлагаемым комбинированным численным методом по алгоритму, предусматривающему использование рекуррентного соотношения:

$$\omega_k = a \left[ \frac{\alpha_k}{\Delta t} + \frac{M}{3} \sum_{j=1, \Delta j=2M}^P \left( \omega_j \alpha_L + 4\omega_{(j+M)} \alpha_{(L-M)} + \omega_{(j+2M)} \times \right. \right. \\ \left. \left. \alpha_{(L-2M)} \right) + \frac{\omega_{(P+1)} \alpha_{(K-P)}}{2} + \sum_{j=P+2}^{K-1} \omega_j \alpha_{(K+1-j)} \right]; \quad (5)$$

$$k = \overline{2, N_k}.$$

Здесь  $\omega_k$  -  $k$ -тое значение параметра потока отказов, соответствующее времени  $t_k = (k-1) \Delta t$ ;

$\alpha_k$  - значение частоты отказов в момент времени  $t_k$ ;

$M$  - количество точек интервала интегрирования по методу Симпсона;

$N_k$  - количество значений параметра потока отказов, определенное при решении уравнения.

Значения коэффициента  $a$  и индексов  $P$  и  $L$  вычисляются по зависимостям:

$$a = \frac{2\Delta t}{2 - \Delta t a(t=0)};$$

$$P = \text{int} \left[ \frac{K-2}{2M} \right] \times 2M;$$

$$L = K + 1 - j.$$

Таким образом, предложенный метод предусматривает одновременное использование численных методов интегрирования Симпсона (с шагом интегрирования  $M\Delta t$ ) и трапеций (с шагом интегрирования  $\Delta t$ ).

Этот же метод численного интегрирования уравнения Вольтерра может быть использован и для нахождения  $\alpha(t)$  при известном законе  $\omega(t)$ .

Апробация разработанного алгоритма была выполнена путем сравнения теоретического параметра потока отказов элементов с экспоненциальным законом наработки на отказ с параметром потока отказов, полученным на основе используемого метода. Как показала апробация, требуемая точность и скорость интегрирования уравнения Вольтерра может быть обеспечена выбором величины шага интегрирования  $\Delta t$  и значения  $M$ . Аналогично была выполнена и апробация обратного преобразования, т.е. определения функции  $\alpha(t)$  при известном значении параметра потока отказов  $\omega(t) = \omega_{\text{const}}$ .

Таким образом, для горной машины как системы элементов различного ресурса математическая модель процесса формирования параметра потока отказов без учета плановых замен с учетом зависимостей (1 - 3, 5) может быть представлена в виде (6).

$$\left[ \begin{aligned} \omega_1 &= \omega(t=0) = a(t=0) = \alpha_1; \\ a &= \frac{2\Delta t}{2 - \Delta t \alpha_1}; \quad K=2, \overline{N_k}; \\ P &= \text{int} \left[ \frac{K-2}{2M} \right] \times 2M; \quad S=0; \\ j &= \overline{1, P, 2M}; \\ L &= K + 1 - j; \\ S &= S + \omega_j \alpha_L + 4\omega_{(j+M)} \alpha_{(L-M)} + \omega_{(j+2M)} \alpha_{(L-2M)}; \\ S &= \frac{SM}{3} + \frac{\omega_{(P+1)} \alpha_{(K-P)}}{2}; \quad j = \overline{P+2, K-1}; \\ S &= S + \omega_j \alpha_{(K+1-j)}; \\ \omega_K &= a(S + \frac{\alpha_K}{\Delta t}); \\ t_k &= (K-1)\Delta t \\ i &= \overline{1, N_g}; \\ \omega(t_k) &= \omega_K. \end{aligned} \right. \quad (6)$$

Анализируя данную математическую модель (6), следует отметить, что она позволяет, по известным распределениям частоты отказов элементов, входящих в машину как систему, получить данные о параметрах потока ее отказов.

Для ее реализации необходимы зависимости  $\alpha_i(t)$ , которые должны учитывать конкретные законы наработки на отказ каждого элемента системы.

Модель может также быть использована для разработки математической модели процесса восстановления горных машин с целью оценки затрат времени на восстановление и определения стоимости ремонтов, с учетом различных значений времени восстановления  $T_{ei}$  и стоимости устранения отказов  $C_{ei}$  элементов.

В случае плановой замены  $i$ -того элемента машины через наработку на отказ  $t_{zi} = k_i t_{pi}$  ( $k_i$  - коэффициент относительной замены, равный от-

ношению наработки элемента до его плановой замены к математическому ожиданию его наработки  $t_{pi}$ , зависимость изменения параметра потока отказов может быть представлена в виде:

$$\omega_{ci}(t) = \omega_i \left( t - \text{int} \left[ \frac{t}{k_i t_{pi}} \right] k_i t_{pi} \right), \quad (7)$$

где  $\omega_{ci}(t)$  - функция параметра потока отказов  $i$ -того элемента при его плановой замене через наработку  $t_i$ ;

$\omega_i(t)$  - функция параметра потока отказов  $i$ -того элемента при отсутствии плановых (упреждающих) замен.

Таким образом, разработана математическая модель параметра потока отказов горной машины как системы элементов различного ресурса. Данная математическая модель (6, 7) может быть использована для получения интегрального показателя числа отказов машины и исследований нестационарности процесса восстановления при известных зависимостях  $\alpha_i(t)$ . Модель позволяет учесть как конкретные законы наработки каждого элемента системы так и их возможную плановую замену.

**Список литературы:** 1. Кравченко В.М., Семенченко А.К., Шабает О.Е. Анализ функционирования горных машин как объектов надежности. Наукові праці Донецького державного технічного університету Вип. 7, серія горно-електромеханічна, 1999г. Стр. 143-147. 2. Сборник задач по теории надежности. Под ред. А.М. Половко и И.М. Маликова. М., Изд-во «Советское радио», 1972, 408 с.

Статья поступила в редакцию 23.01.2001г.

## К ВОПРОСУ КОНТРОЛЯ И ОЦЕНКИ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ СОСТАВНЫХ ИЗДЕЛИЙ

Лебедь В.Т. (АО НКМЗ, г. Краматорск, Украина)

*Stated have been the results of the stress level check in the process of manufacture of the components and the methods of correcting the stresses for the purpose of increasing reliability of the parts.*

Широкое использование составных крупногабаритных изделий во многих отраслях промышленности предъявляет высокое требование к технологии их производства.

Известно, что долговечность, например, крупногабаритных прокатных валков, определяется уровнем напряженного состояния сопрягаемых деталей. При этом уровень зависит, как от технологии производства и режимов термической обработки сталей, используемых при производстве

этих деталей (в частности, втулки изготавливались из стали 9ХФ, 60ХСМФ), так и во многом от предельных величин натяга и формы профиля посадочной поверхности оси валка в осевом сечении.

Отличительными особенностями рассматриваемого класса изделий являются их основные геометрические параметры, ряд из которых приведен в таблице 1.

Таблица 1.

| № п/п | Наименование относительной величины | Обозначение           | Относительная величина    |
|-------|-------------------------------------|-----------------------|---------------------------|
| 1     | Натяг максимальный                  | $\Delta = \delta / d$ | $(0,8 \dots 1,2) 10^{-3}$ |
| 2     | Толщина стенки втулки (бандажа)     | $t = (D - d) / D$     | $0,311 \dots 0,400$       |
| 3     | Длина посадочной поверхности        | $l = L / D$           | $1,39 \dots 3,30$         |

Обозначение приведенных в таблице величин следующее:  $\Delta$ ,  $t$ ,  $l$  - относительные величины, соответственно, максимального натяга; толщины стенки втулки (далее бандажа), длины посадочной поверхности;  $\delta$  - предельная величина натяга, мм;  $d$ ,  $L$  - номинальный диаметр и длина посадочной поверхности бандажа (оси), мм.

Известно, что профили посадочных поверхностей в осевом сечении могут иметь различную форму [1]: от прямой (цилиндрической) до кривой второго порядка.

О характере распределения контактных напряжений для различных форм профилировки посадочных поверхностей можно судить по графику (рис.1), выполненному авторами [2], методом граничных интегральных

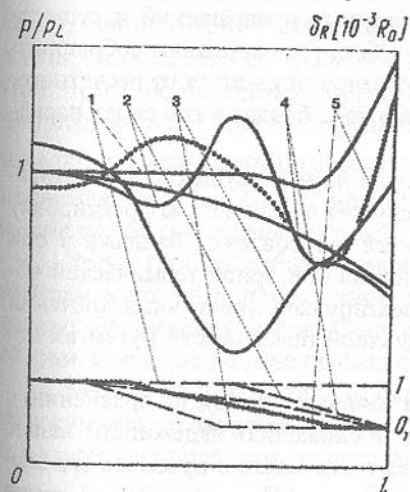


Рис.1 Распределение контактного давления у различных форм профилировки оси валка прокатного стана

уравнений. При этом величина давления  $p$  установлена вышеуказанным методом и отнесена к давлению  $p_b$ , определяемому при решении задачи Ламе для составного цилиндра в плосконапряженном состоянии.

Сопоставление эпюр относительно контактного давления  $p/p_i$  (сплошные линии) на полудлине посадочной поверхности опорного валка  $l$  стана 3000 для различных профилировок оси (пунктирные линии): равномерной (кривая 1); со скосом к краю (кривая 2); с двумя диаметрами и переходами между ними (кривая 3) (трапециевидальная); параболическая (кривая 4) и усовершенствованная трапециевидальная [3] (кривая 5)

Анализ результатов теорети-



ческих и экспериментальных исследований [2] показывает, что равномерный натяг приводит к повышению давления в зоне контакта вблизи торцов банджа. Характер распределения натяга с резкими переходами (с изгибами) так же имеет неравномерное контактное давление в этих зонах. Поэтому для составного прокатного вала, включающего бандаж и ось вала с трапецеидальной посадочной поверхностью и имеющей ряд характерных участков: максимального, переменного и минимального натягов, которые вызывают неравномерное распределение как контактных давлений, так и тангенциальных напряжений в теле банджа, вопрос формы профилировки является актуальным. Вследствие этого при решении задачи о переменном о натяге по длине банджа в качестве критерия оптимизации принято условие, что текущее приращение величины натяга по всей длине переходных участков посадочной поверхности не должно превышать заданную минимальную величину. В результате расчетов был определен профиль посадочной поверхности [3], обеспечивающий равномерное перераспределение напряжений в переходных зонах и их оптимальный характер распределения по всей области контакта.

С целью сопоставления характера распределения давления на графике (рис.1) приведена эпюра распределения контактного давления (кривая 5) по разработанной усовершенствованной трапецеидальной форме посадочной поверхности [3, 4].

Указанная форма профилировка реализована на ряде типоразмеров составных прокатных валков.

Вследствие неравномерности структурных превращений и существующих деформаций банджа и оси при сборке и остывании собранного вала действительный натяг может существенно отличаться от расчетного, что требует контроля уровня напряжений в теле банджа как перед насадкой его на ось, так и после их сборки.

Контроль уровня напряжений основан на неразрушающем магнитоупругом методе. Это позволило в ряде случаев выполнять корректировку уровня остаточных напряжений в процессе изготовления банджа и оси вала перед их сборкой (например, у банджа повторной термической обработкой, у оси – дополнительной корректировкой предельных значений величин геометрического профиля посадочной поверхности путем их перешлифовки).

Однако, значительное уменьшение величины натяга по сравнению с расчетным с другой стороны приводит к снижению надежности вала, вследствие раскатки и смещения банджа с оси вала в процессе его эксплуатации. Поэтому численно были определены [5] предельные значения натягов, которые находятся в диапазоне: минимальный натяг – не менее  $0,0006d$ , максимальный – не более  $0,0009d$ .

Указанный выше метод контроля был реализован с помощью изме-

рителя остаточных напряжений ИОН-4М [6].

Основные положения разработанной методики промышленного контроля качества составных валков были использованы при производстве ряда типоразмеров валков станков 2000, 2030, 3000, 3600, а на станах 3000, 3600 – опробованы и в условиях эксплуатации.

Принятый к промышленному контролю метод измерения остаточных напряжений позволил оценить уровень величин окружных остаточных напряжений на рабочей поверхности банджа как до монтажа с осью, так и после тепловой насадки банджа на ось вала.

Исходя из этого, сделано предположение, что разница величин остаточных напряжений будет связана с величиной действительного натяга соединения.

Установлено, что увеличение напряжения от завышенной величины натяга, при суммировании с остаточными напряжениями в ряде случаев способствует разрушению банджа (в среднем у 20% вышедших из строя валков [6]) после насадки, на стадии остывания вала (при складировании или в первые часы эксплуатации). Следовательно, решающее влияние на надежность банджей составных валков оказывают величины остаточных напряжений растяжения в теле банджа и напряжений от действительного натяга в соединении, поскольку рабочие напряжения существенно ниже остаточных.

Обобщенные результаты измерений, полученные вследствие контроля напряжений на более чем пятидесяти банджах, показывают, что до посадки, при примерном равенстве окружных  $\sigma_t$  и осевых  $\sigma_l$  остаточных величин, разброс этих величин находится в диапазоне от  $-200$  до  $-550$  МПа. При этом у большинства банджей (~85%) уровень остаточных напряжений составляет  $-350 \dots -450$  МПа. Окружные остаточные напряжения до насадки  $\sigma_o$  превышают по абсолютной величине окружные остаточные напряжения после насадки  $\sigma_o'$  на  $100 \dots 130$  МПа, а осевые остаточные напряжения до насадки превышают осевые после насадки на  $20 \dots 50$  МПа.

Результаты обработки накопленного статистического материала по замерам остаточных напряжений позволили установить, что разность остаточных напряжений в теле банджа после насадки на ось вала и до их сборки с осью не должна превышать  $120$  МПа.

Максимальную величину окружных растягивающих напряжений  $\sigma_p$  от сжимающих напряжений  $\sigma_{сж}$  на рабочей и посадочной поверхностях предлагается определять по следующей зависимости [6]:

$$\sigma_p = 0,43 \sigma_{сж} \quad (1)$$

Приведенная зависимость правомерна для установления остаточных напряжений в банджах, подвергнутых объемной закалке с отпуском.

Следовательно, после насадки средние слои банджа будут нахо-

даться под суммарными напряжениями растяжения (остаточными + от натяга) на уровне 334 МПа.

При контроле уровня остаточных напряжений в процессе изготовления крупногабаритных изделий были использованы разработанные программы как расчета профиля посадочной поверхности оси вала по участкам, исходя из длины посадочной поверхности:

- с постоянным минимальным натягом;
- с постоянным максимальным натягом;
- с нелинейным распределением профилировки (два участка);
- с переменным (линейно распределенным) участком,

так и по обработке статистических данных по значениям измеренных величин остаточных напряжений в теле бандажа. По указанной программе устанавливались следующие показатели:

- содержание дискретных значений напряжений свыше 450 МПа;
- средние значения остаточных напряжений;
- средняя квадратичная ошибка измерения;
- величина максимально растягивающих остаточных напряжений;
- часть дискретных значений величин от натяга более 120 МПа;
- максимальное значение величин напряжений после насадки;
- коэффициент запаса прочности по контролируемому бандажу.

Применение указанных программ позволило изменить подход к контролю изготовления деталей и установить связь между уровнем и характером распределения остаточных напряжений в изготавливаемых деталях, в частности, бандажах, и о сроках их наработки в процессе эксплуатации.

В результате выполненных обследований ряда бандажей вновь изготавливаемых составных валков, часть из них (на уровне 6% от общего количества бандажей, прошедших контроль) была отправлена на повторную термическую обработку.

С целью расширения исследования распределения напряжений в теле бандажа в условиях вальцетокарной мастерской прокатного цеха была проведена серия экспериментов по замеру уровня напряжений в теле бандажа составного вала стана 3000 по мере перешлифовки его с диаметра 2012,4 мм до диаметра 2007,7 мм. Замеры производились от торца бандажа (со стороны маркировки вала) через 200 мм по четырем образующим во взаимно перпендикулярных плоскостях поверхности бандажа на следующем ряде диаметров: 2012,4; 2011,7; 2009,7; 2008,9; 2008,1; 2007,7 мм.

Результаты замеров, в частности по двум образующим, на поверхностях бандажа с диаметрами 2012,4 мм и 2007,7 мм, приведены, соответственно, в таблицах 2, 3.

Исходя из анализа эпюр окружных и осевых остаточных напряжений, а также величин радиальных напряжений в деталях типа цилиндров

предлагается [6] в первом приближении оценивать напряженное состояние валков по окружным остаточным напряжениям.

Таблица 2. Напряжения в теле бандажа, МПа, при наружном диаметре 2012,4 мм

| по 1 образующей |        |        |        |        |        |        |        |
|-----------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| -               | 1319,6 | 1296,3 | 1156,3 | 1203,1 | 1390,6 | 1281,3 | 1250,0 |
| 1296,9          | 1359,4 | 1359,4 | 1296,9 | 1296,9 | -      | -      | -      |
| по 2 образующей |        |        |        |        |        |        |        |
| 1296,9          | 1390,6 | -      | 1390,6 | 1359,4 | 1328,1 | 1406,3 | 1312,5 |
| 1296,9          | 1421,9 | 1390,6 | 1250,0 | 1375,0 | -      | -      | -      |

Таблица 3. Напряжения в теле бандажа, МПа, при наружном диаметре 2007,7 мм

| по 1 образующей |        |        |        |        |        |        |        |
|-----------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 1328,1          | 1531,3 | 1453,1 | 1421,9 | 1390,6 | 1468,8 | 1453,1 | 1328,1 |
| 1515,6          | 1546,9 | 1390,6 | 1484,4 | 1406,3 | 1453,1 | 0      | 0      |
| по 2 образующей |        |        |        |        |        |        |        |
| 1421,9          | 1500,0 | 1562,5 | 1500,0 | 1562,5 | 1500,0 | 1500,0 | 1514,6 |
| 1546,9          | 1421,9 | 1531,3 | 1532,0 | 1453,1 | 1469,0 | 0      | 0      |

Выполненный комплекс замеров уровня напряжений по рабочей поверхности вала с диаметра 2012,4 мм до 2007,7 мм показал, что согласно зависимости (1), величина растягивающих напряжений может находиться в диапазоне 497,2 ... 671,8 МПа.

При выводе указанного вала из эксплуатации, вследствие отработки им ресурса, наработка составила 56232 тонны на миллиметр рабочего слоя.

Результаты проведенных исследований показывают, что при изготовлении изделий в составном варианте следует уделять особое внимание:

- контролю уровня растягивающих остаточных напряжений в теле бандажа;
- предельным величинам значений действительного натяга и форме профилировочной посадочной поверхности.

Применение комплексного подхода к внедрению неразрушающихся методов для установления уровня напряжений в теле бандажа и средств контроля качества насадки позволяет оперативно производить корректировку уровней напряжений на стадии изготовления элементов составных изделий и обеспечить в процессе их эксплуатации повышение надежности и стойкости составных изделий.

**Список литературы:** 1. Патент № 2018247 США Roll and method of manufacturing rolls /Florence C. Biggert, Jr., and Henry Mueller, patented Oct. 22, 1935. 2. Полухин В.П., Андрианов Н.П., Финкельберг Е.С. Выбор оптимальной профилировки оси составного прокатного вала. Известия высших учебных заведений. Черная металлургия № 9, 1986. с.151 3. А.С.

1508409 СССР Составной прокатный валок /Бобух И.А., Лебедь В.Т., Тарасов В.А. не публикуется. 4. Лебедь В.Т. Повышение работоспособности составных крупногабаритных прокатных валков //Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов – Донецк: ДонГТУ, 1999, Вып. 8. С.147-150. 5. Патент РФ № 2020007 Составной прокатный валок /И.А. Бобух, В.Т. Лебедь, В.И. Пономарев и др. 6. Исследование, разработка и внедрение промышленного метода и средств контроля качества насадки составных опорных валков Заключительный отчет НИР № ГР 0184.0081912 /Рук. темы А.Г. Состин г. Краматорск 1986, 44с. 7. Исследование распределения окружных остаточных напряжений по сечению бочек рабочих и опорных валков /А.Г. Состин, Г.Т. Орехов, Ю.А. Грушко и др. //Технология заготовительного и механосборочного производства. Тематический сб. научных трудов. Краматорск, 1982, С.118-124

Статья поступила в редакцию 24.01.2001г.

## ОБОСНОВАНИЕ МИНИМАЛЬНО ДОПУСТИМЫХ ВЕЛИЧИН ОТКЛОНЕНИЙ УГЛОВЫХ ШАГОВ РАЗВЕРТОК

Малышко И.А., Азарова Н.В., Удовиченко В.А.

(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*A choice of optimum values of a deviation of reamer angular teeth distance ensuring the minimal size of facet pattern of holes are considered in work. It is established that three values of deviations of reamer angular teeth distance corresponds to each number of pairs of reamer teeth. For practical use the minimal values of angular teeth distance is recommended.*

При выборе оптимальной схемы распределения зубьев разверток, обеспечивающих устранение огранки отверстия, существует два подхода [1]. Первый подход основан на базе кинематики образования огранки отверстия. Второй - на базе динамических процессов, протекающих на зубьях развертки при резании волнообразных следов, которые образуются вследствие вынужденных колебаний инструмента.

На данном этапе исследования рассматривается выбор минимально допустимой величины отклонений угловых шагов зубьев разверток, исходя из динамики процесса резания.

При равномерном распределении зубьев развертки по окружности траектория, описываемая ее зубьями, будет близка к равновесной фигуре с числом граней в поперечном сечении отверстия на единицу больше числа зубьев. Для устранения огранки отверстий необходимо изменить траекторию движения каждого последующего зуба относительно предыдущего. Это достигается в работе за счет неравномерного распределения зубьев. Изменение траектории движения каждого последующего зуба относитель-

но предыдущего ведет к изменению радиальной составляющей силы резания, а соответственно, и к изменению частоты колебаний центра развертки.

Уравнение, характеризующее изменение траектории движения зубьев развертки за счет отклонения величины шага каждого последующего зуба относительно предыдущего имеет вид [1]:

$$\cos(\varpi_0 + \varpi)t = \cos[(\varpi_0 + \varpi)t + \theta_k] + \{ \cos(\varpi_0 + \varpi)t - \cos[(\varpi_0 + \varpi)t - 2z\Delta\theta] \} \cos \theta_n \quad (1)$$

где  $\varpi_0$  - круговая частота колебаний центра развертки;

$\varpi$  - круговая частота вращательного движения;

$\theta_k = 360^\circ/2z$  - угловой шаг зубьев развертки при их равномерном распре-

делении;

$z$  - число пар зубьев развертки;

$\Delta\theta = \theta_{k+1} - \theta_k$  - величина отклонений угловых шагов;

$t$  - время.

Так как радиальная составляющая силы резания на последующем зубе максимального значения достигает при  $t=0$  и, принимая значения углового шага  $\theta_k = \frac{\pi}{z} - \Delta\theta$ , уравнение (1) будет иметь вид

$$1 = 2 \cos \frac{\pi}{z} + 2\Delta\theta \sin \frac{\pi}{z} - \cos 2z\Delta\theta (\cos \frac{\pi}{z} + \Delta\theta \sin \frac{\pi}{z}) \quad (2)$$

Определение минимально допустимой величины отклонений угловых шагов  $\Delta\theta$  из уравнения (2) затруднительно, так как она находится в свободном состоянии и входит в функцию  $\cos 2z\Delta$ . Для упрощения уравнения (2) разложим функции  $f(x) = \sin x$  и  $f(x) = \cos x$  в ряд. После соответствующих преобразований получим уравнения вида

$$1 = 2 \left( 1 - \frac{\pi^2}{2z^2} \right) + 2\Delta\theta \left( \frac{\pi}{z} - \frac{\pi^3}{6z^3} \right) - \left( 1 - 2z^2\Delta\theta^2 \right) * \left[ \left( 1 - \frac{\pi^2}{2z^2} \right) + \Delta\theta \left( \frac{\pi}{z} - \frac{\pi^3}{6z^3} \right) \right] \quad (3)$$

Уравнение (3) после преобразований имеет вид

$$\Delta\theta^3 \left( \frac{\pi^3}{3z} - 2\pi z \right) + \Delta\theta^2 (\pi^2 - 2z^2) + \Delta\theta \left( \frac{\pi^3}{6z^3} - \frac{\pi}{z} \right) + \frac{\pi^2}{2z^2} = 0. \quad (4)$$

Уравнение (4) является уравнением третьей степени вида

$$ax^3 + bx^2 + cx + d = 0. \quad (5)$$

где  $x = \Delta\theta$ ;  $a = \frac{\pi^3}{3z} - 2\pi z$ ;  $b = \pi^2 - 2z^2$ ;  $c = \frac{\pi^3}{6z^3} - \frac{\pi}{z}$ ;  $d = \frac{\pi^2}{2z^2}$ .



Для решения уравнения (5) выполняем подстановку  $x = y - \frac{b}{3a}$ , тогда

$$ax^3 = ay^3 - by^2 + \frac{b^2}{3a}y - \frac{b^3}{27a^2}; \quad bx^2 = by^2 - \frac{2b^2}{3a}y + \frac{b^3}{9a^2};$$

$$cx = cy - \frac{bc}{3a}; \quad d = d.$$

Складывая вышеприведенные равенства, получаем

$$ay^3 + \left(c - \frac{b^2}{3a}\right)y + \left(d - \frac{bc}{3a} + \frac{2b^3}{27a^2}\right) = 0. \quad (6)$$

После деления на  $a \neq 0$  переходим к уравнению вида  $y^3 + py + q = 0$ ,

$$\text{где } p = -\frac{1}{3}\left(\frac{b}{a}\right)^2 + \left(\frac{c}{a}\right); \quad q = \frac{2}{27}\left(\frac{b}{a}\right)^3 - \frac{1}{3}\left(\frac{b}{a}\right)\left(\frac{c}{a}\right) + \frac{d}{a}. \quad (7)$$

Число действительных решений кубического уравнения (7) зависит

$$\text{от знака «дискриминанта» } D = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2. \quad (8)$$

Если  $D > 0$ , то уравнение (7) имеет одно действительное и два комплексно-сопряженных решения:

$$y_1 = u + v; \quad y_2 = -\frac{u+v}{2} + \frac{u-v}{2} \cdot i\sqrt{3}; \quad y_3 = \frac{u+v}{2} - \frac{u-v}{2} \cdot i\sqrt{3},$$

$$\text{где } u = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{D}}; \quad v = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{D}}.$$

Если  $D < 0$ , то уравнение (7) имеет три действительных решения:

$$y_1 = 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \frac{\varphi}{3}; \quad y_2 = 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left(\frac{\varphi}{3} + \frac{2\pi}{3}\right); \quad y_3 = 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left(\frac{\varphi}{3} + \frac{4\pi}{3}\right),$$

$$\text{где } \cos \varphi = -\frac{q}{2\sqrt{-\left(\frac{p}{3}\right)^3}}, \text{ от которых заменой } x_k = y_k - \frac{b}{3a} \text{ можно перейти к}$$

решениям кубического уравнения (5).

Анализ уравнения (8) показывает, что при числе пар зубьев  $z=3$  дискриминант  $D$  имеет положительное значение, поэтому уравнение (7) имеет один действительный и два комплексных корня.

При числе пар зубьев  $z > 3$  дискриминант  $D$  имеет отрицательное значение, поэтому уравнение (7) имеет три действительных корня. Полученные значения корней, определяющих величины отклонений угловых шагов для разверток с числом пар зубьев  $z=3 \dots 6$  приведено в табл. 1.

Таблица 1. Значения величин отклонения угловых шагов зубьев разверток.

| Число пар<br>зубьев, $z$ | Величины отклонений угловых шагов $\Delta\theta$ |                  |                 |                       |
|--------------------------|--------------------------------------------------|------------------|-----------------|-----------------------|
|                          | $Y_1$                                            | $Y_2$            | $Y_3$           | $\Delta\theta_{\min}$ |
| 3                        | $-141^{\circ}15'$                                | $141^{\circ}15'$ | $10^{\circ}45'$ | $10^{\circ}$          |
| 4                        | $-7^{\circ}47'$                                  | $-29^{\circ}42'$ | $5^{\circ}12'$  | $5^{\circ}43'$        |
| 5                        | $-4^{\circ}36'$                                  | $-77^{\circ}17'$ | $3^{\circ}33'$  | $3^{\circ}30'$        |
| 6                        | $-98^{\circ}24'$                                 | $-2^{\circ}59'$  | $2^{\circ}24'$  | $2^{\circ}24'$        |

Целью наших исследований является определения минимальных значений отклонений угловых шагов, обеспечивающих устранение огранки отверстий. Поэтому за функциональное значение величины отклонения угловых шагов принято значение корня  $Y_3$  (табл. 1), которое является минимальным.

Анализ полученных минимальных значений величин отклонений угловых шагов  $Y_3$  (см. табл. 1) показал, что уравнению (7) удовлетворяет

$$\text{значение корня } \Delta\theta_{\min} = \frac{90^{\circ}}{z^2}.$$

Значение угловых шагов для каждой пары зубьев развертки, разность между которыми составляет не менее  $\Delta\theta_{\min}$ , определяется зависимостью:

$$\theta_k = \frac{\pi - \sum_{i=1}^z (I-1)\Delta\theta}{z} + (k-1)\Delta\theta, \quad (9)$$

где  $k=1,2,3$  - порядковый номер соответствующей пары зубьев.

Для повышения технологичности изготовления разверток угол профиля стружечных канавок выполняется одной фрезой. При большей неравномерности угловых шагов это является возможным только при переменной глубине стружечной канавки и постоянном угле профиля  $=85^{\circ}$  (рис. 1)

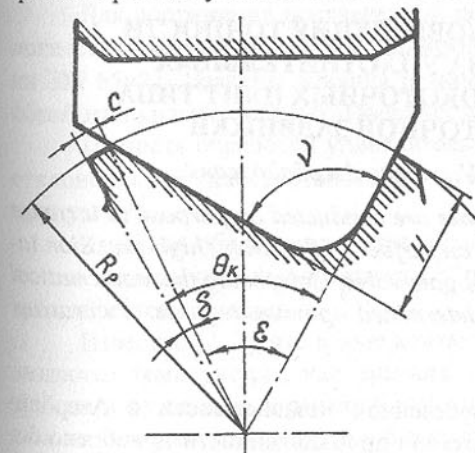


Рис. 1. Размеры стружечной канавки

Глубина стружечной канавки определяется зависимостью

$$H = R_p \left[ 1 - \frac{\sin(\delta + \nu - \theta_k)}{\sin \nu} \right],$$

где  $\delta = \frac{180}{\pi D_p} c$  - угол, соответствующий ширине спинки  $C$ .

Размеры стружечных канавок разверток в зависимости от их диаметров, числа зубьев при величинах отклонений угловых

шагов,  $\Delta\theta_{\min}$  (см. табл.1) приведены в табл.2

Таблица 2. Глубина стружечных канавок.

| $2R_p$ | $2z$ | Глубина стружечных канавок, $t_k$ мм |       |       |       |       |
|--------|------|--------------------------------------|-------|-------|-------|-------|
|        |      | $Z_1$                                | $Z_2$ | $Z_3$ | $Z_4$ | $Z_5$ |
| 10     | 6    | 1,4                                  | 2,0   | 2,6   |       |       |
| 15     | 8    | 1,3                                  | 2,6   | 1,7   | 2,2   |       |
| 25     | 8    | 2,3                                  | 4,8   | 3,0   | 3,9   |       |
| 32     | 10   | 1,9                                  | 4,2   | 2,9   | 2,4   | 3,6   |

Из табл.2 видно, что глубина стружечных канавок отличаются почти в два раза при минимальных и максимальных значениях угловых шагов. Уменьшение размеров стружечных канавок ведет к пакетированию стружки. Для устранения этого недостатка рекомендуется снабжать развертки отрицательными углами наклона главных режущих кромок. Это обеспечивает движение стружки на необработанную поверхность.

Выполненные экспериментальные исследования показали, что развертки диаметром 16мм с разностью угловых шагов  $\Delta\theta_{\min}=6^\circ$  при  $z=8$  обеспечивают огранку отверстия 2-3 мкм, а развертки с распределением зубьев по ГОСТ 7722-77 – соответственно 15-20 мкм при нормативных режимах резания.

**Список литературы:** 1. Малышко И.А. Исследование влияния конструктивных элементов разверток на точность обработки отверстий. Автореф. канд. дис.. Киев., 1980.-16с.

Статья поступила в редакцию 30.01.2001г.

## ИЗЫСКАНИЕ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ ФОРМЫ И КАЧЕСТВА УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВЫСОКОТОЧНЫХ ПЛИТ ТИПА ШИБЕРА ПРЯМОТОЧНОЙ ЗАДВИЖКИ

Мамедов А.С. (АзТУ, г.Баку, Азербайджан)

*Theoretical and experimental researches are conducted on purpose to increase accuracy of the shape and the quality on surface of the strong high-precision tables such as a chute of a straight-flow gate valve. Composing the mathematical model of flat abrading process are determined optimum regimes of abrading, covering our purposes.*

### 1. Введение

После приобретения государственной независимости в Азербайджанской Республике значение нефтяной промышленности приобрело более жизненно важный характер для экономики страны. Перспективные планы нефтяного контракта, получившего название «Контракт века», от

экономики республики требует более интенсивного развития нефтяного машиностроения. В связи с этим повышаются требования к качеству и точности формы изделий нефтяного машиностроения.

При фонтанном способе эксплуатации нефтяных и газовых месторождений немаловажное значение имеет надежность фонтанной арматуры при герметизации устья скважин. Работоспособность фонтанной арматуры в основном определяется герметичностью запорного узла, в частности сопряжения шибера - седла, прямооточных задвижек.

Известно [1, 2], что основные показатели качества деталей, которые обуславливают их эксплуатационные свойства, формируются в технологической операции шлифования. Поэтому для обеспечения, а также дальнейшего повышения качества прямооточных задвижек, необходимо уточнить технические условия на изготовление уплотнительных поверхностей деталей запорного узла исходя из эксплуатационных требований.

### 2. Постановка задачи исследований

Как уже отмечалось, работоспособность фонтанной арматуры зависит в основном от качества и точности форм уплотнительных поверхностей шибера прямооточной задвижки.

В связи с этим поставлена следующая цель работы: повышение точности форм и качества обработки уплотнительных поверхностей высокоточных деталей типа шибера прямооточной задвижки.

В качестве исследуемого объекта было выбрано шибера прямооточной задвижки ЗМ 65×21.

Основные требования к точности формы и качеству уплотнительных поверхностей шибера являются: отклонение от плоскостности ( $\delta_n$ ) и шероховатость обработанной поверхности ( $Ra$ ).

Для достижения поставленной цели проведено исследования технологической операции плоского шлифования шибера прямооточной задвижки ЗМ 65×21. Изучены влияния режимов резания на точность и качество обработки уплотнительных поверхностей шибера.

Точность обработки уплотнительных поверхностей определялась по отклонению от плоскостности  $\delta_n$  и коэффициенту фактического съема припуска  $K_{ф.п}$ .

Качество обработки уплотнительных поверхностей шибера определялось по величине шероховатости обработанной поверхности  $Ra$  и наличию дефектов и трещин.

Известно [2, 3], что в зоне контакта абразивного круга с деталью развигаются температуры, как правила, превышающие температуры структурных и фазовых превращений в обрабатываемом материале. Таким образом, на поверхности шлифуемой детали появляются прижоги, остаточные напряжения, приводящие к микротрещинам и т.д.

Очевидно, что для достижения высокого качества поверхности изделий при шлифовании необходимо изучать тепловые явления, сопровождающие этот процесс, управлять тепловыми полями, учитывать их при назначении технологических режимов [3].

В связи с этим проведен теплофизический анализ технологической операции плоского шлифования шибера прямооточной задвижки ЗМ 65×21 и получена математическая модель процесса, описывающая тепловые явления в зоне резания.

Также проведено экспериментальное исследование тепловых явлений в зоне резания. Изучено влияние режимов резания на температуру шлифования обрабатываемой поверхности.

Эксперименты проводились на плоскошлифовальном станке ЗГ71М с прямоугольным крестовым столом и горизонтальным шпинделем для шлифования периферией круга.

Для исследования применялись абразивные круги марки 92А12П518К5ПГ, ПП 250×20×76.

При определении влияния режимов шлифования на исследуемые показатели режимов обработки варьировались в пределах: глубина резания  $t=0.005\div0.045$  мм; продольная подача стола станка  $V_u=6\div18$  м/мин; поперечная подача  $S_{\text{нон}}=1,0\div5,0$  мм/дв.х.ст.

### 3. Результаты экспериментальных исследований

Как уже выше отмечалось, для достижения поставленной цели было проведено экспериментальное исследование влияния режимов резания на выбранные показатели точности формы и качества уплотнительных поверхностей высокоточных плит типа шибера прямооточной задвижки ЗМ65×21.

Для получения общих зависимостей шероховатости обработанной поверхности от элементов режимов резания и условий шлифования, были поставлены соответствующие эксперименты. В результате расчета коэффициентов регрессии, получены уравнения зависимости шероховатости поверхности от элементов режимов резания:

$$Ra = 0.69 \cdot t^{0.44} \cdot V_u^{0.56} \cdot S_{\text{нон}}^{0.82} \quad (1)$$

Аналогично, для получения общих зависимостей неплоскостности уплотнительных поверхностей шибера  $\delta_{\text{нл}}$  и коэффициента фактического съема припуска  $K_{\text{ф.н.}}$  от элементов режимов резания и условий шлифования, были проведены соответствующие эксперименты. Математическая обработка экспериментальных данных позволила получить следующих эмпирических выражений:

$$\delta_{\text{нл}} = 147.58 \cdot t^{0.61} \cdot V_u^{0.40} \cdot S_{\text{нон}}^{0.48} \quad (2)$$

$$K_{\text{ф.н.}} = 0.92 \cdot t^{-0.008} \cdot V_u^{-0.010} \cdot S_{\text{нон}}^{-0.012} \quad (3)$$

С целью подтверждения достоверности результатов теоретических исследований, а также для получения общих зависимостей температуры шлифования на обрабатываемой поверхности от элементов режимов резания и условий шлифования, были поставлены соответствующие эксперименты. Математическая обработка экспериментальных данных позволила представить показатель температуры шлифования на обрабатываемой поверхности как функцию элементов режимов резания и выразить формулой:

$$\theta = 374.54 \cdot t^{0.24} \cdot V_u^{0.16} \cdot S_{\text{нон}}^{0.67} \quad (4)$$

Сравнением результатов экспериментальных и теоретических исследований температуры шлифования на обрабатываемой поверхности была проверена адекватность полученных математических моделей.

### 4. Методика оптимизации процесса плоского шлифования высокоточных плит типа шибера прямооточной задвижки

Анализ закономерностей, полученных в процессе проведенных теоретических и экспериментальных исследований, позволяет перейти к определению оптимальных режимов обработки, при которых шлифование шибера прямооточной задвижки выполняется наиболее производительно и экономично при соблюдении требований качества обработки.

При оптимизации технологической операции плоского шлифования высокоточных плит типа шибера прямооточной задвижки в качестве параметров оптимизации приняты элементы режимов резания:

$$X = [t, V_u, S_{\text{нон}}] \quad (5)$$

Зависимости исследуемых параметров, а также целевых функции от параметров оптимизации описывается выражениями в виде:

$$\Omega = C_{\Omega} \cdot t^{x_{\Omega}} \cdot V_u^{y_{\Omega}} \cdot S_{\text{нон}}^{z_{\Omega}} \quad (6)$$

где:  $\Omega$  - исследуемая функция;  $C_{\Omega}$  - постоянный коэффициент, учитывающий влияние на исследуемую функцию условий обработки;  $x_{\Omega}$ ,  $y_{\Omega}$ ,  $z_{\Omega}$  - показатели степени для каждого исследуемого параметра шлифования.

Для проведения оптимизации технологической операции плоского шлифования высокоточных плит типа шибера прямооточной задвижки составлена математическая модель оптимизации, где в правых частях в качестве граничных условий приняты параметры, которые в рабочих чертежах и в технических требованиях этих деталей, должны быть обеспечены после шлифования. В частности:  $[Ra]$  - наибольшая допустимая шероховатость поверхности, мкм;  $[\delta_{\text{нл}}]$  - наибольшая допустимая неплоскостность обработанной поверхности, мкм;  $[\delta]$  - размерная точность обработки, мкм; а также допустимая эффективная мощность  $[N_{\text{эф}}]$  привода главного движения станка, кВт и наибольшая возможная температура  $[\theta]$  шлифования, °С.

Известно [4], что одним из условий повышения эффективности обработки шлифованием является оптимизация температуры шлифования в зоне контакта шлифовального круга с изделием.



Установлено, что для каждой пары инструментального и обрабатываемого материала существует свое значение оптимальной температуры. И при этой температуре качество поверхностного слоя детали, износ и размерная стойкость инструмента являются оптимальными [4]. С этой точки зрения принимаем, что:

$$[\theta] = \theta_{opt}.$$

Оптимальную температуру определили по известной методике [5]:

$$\theta_{opt} = 385^\circ\text{C} = [\theta].$$

В качестве критерия оптимальности принимается производительность ( $Q$ ) технологической операции шлифования. При этом себестоимость операции шлифования не должна быть больше допустимого значения:

$$C_T \leq [C_T]. \quad (7)$$

Допустимое значение себестоимости принимается равным себестоимости технологической операции шлифования шибера прямооточной задвижки ЗМ 65×21, изготавливаемый на Бакинском заводе нефте-промышленного машиностроения.

Для составления функции цели используем математическую модель технологической операции плоского периферийного шлифования полученным на основе теплофизического анализа процесса.

На основе полученных эмпирических зависимостей (1)-(4) и учитывая условия (5)-(7) можно составить математическую модель, удовлетворяющую процессу плоского шлифования высокоточных плит типа шибера прямооточной задвижки ЗМ 65×21:

$$\left. \begin{aligned} \Omega_i(X) &\leq [\Omega]_i, i=1,2,\dots,n \\ X &= [t, V_u, S_{non}] \\ Q(X) &\Rightarrow \max \\ C_T &\leq [C_T] \end{aligned} \right\}. \quad (8)$$

При оптимизации технологической операции плоского шлифования шибера прямооточной задвижки ЗМ 65×21 были приняты следующие основные исходные данные:

- Требуемая шероховатость обработанной поверхности:
  - для чернового шлифования –  $Ra = 1.25$  мкм;
  - для чистового шлифования –  $Ra = 0.63$  мкм,
- Допускаемая неплоскостность обрабатываемых поверхностей:
  - для чернового шлифования –  $\delta_{np} = 0.030$  мкм;
  - для чистового шлифования –  $\delta_{np} = 0.015$  мкм.

#### 5. Результаты оптимизации

На основе проведения оптимизации процесса плоского шлифования высокоточных плит типа шибера прямооточной задвижки по вышеуказан-

ном методике получены следующие оптимальные режимы шлифования:

- для чернового шлифования:
  - $t = 0.028$  мм;  $V_u = 11.5$  м/мин;  $S_{non} = 2.0$  мм/дв.х.ст.
- для чистового шлифования:
  - $t = 0.010$  мм;  $V_u = 6.8$  м/мин;  $S_{non} = 2.5$  мм/дв.х.ст.

Таким образом, проведена параметрическая оптимизация процесса плоского шлифования шибера прямооточной задвижки ЗМ 65×21. Получена математическая модель для расчета оптимальных режимов резания для данной технологической операции. В результате проведенной оптимизации установлены оптимальные режимы резания для чернового и чистового шлифования шибера прямооточной задвижки ЗМ 65×21.

#### 6. Резюме

Определено, что при обработке рекомендованными режимами резания точность формы уплотнительных поверхностей шибера прямооточной задвижки повышается приблизительно на 10÷15%. При этом также уменьшается шероховатость обработанных поверхностей и повышается производительность процесса до 10%. Дефекты и прижоги на обработанных поверхностях не обнаруживаются.

**Список литературы:** 1. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 С. 2. Маслов Е.Н. Теория шлифования материалов. – М.: Машиностроение, 1974. – 359 С. 3. Резников А.Н., Резников Л.А. Тепловые процессы в технологических системах. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 С. 4. Макаров А.Д. Оптимизация процессов резания. – М.: Машиностроение, 1976. – 278 С. 5. Силин С.С. Метод подобия при резании материалов. – М.: Машиностроение, 1979. – 152 С.

*Статья поступила в редакцию 22.01.2001г.*

### ГИБКИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ НА БАЗЕ РОТОРНЫХ МАШИН

**Матвиенко А.В., Ищенко А.Л., Коваленко Т.В., Балахничев О.Н.**  
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*In activity the capability of creation of effecting on the basis of technological rotor systems is esteemed. It is offered to use "tangent" rotor systems, which one have a number (series) of interesting properties.*

Существующая проблема гибкости производства весьма тесно связана с возможностью технологических систем быстро и экономично реагировать на изменяющиеся условия производства. Для решения этой проблемы технологическая система должна обладать достаточной гибкостью (маневренностью), обуславливающейся ее организацией по определенным

«законам». Высшей ступенью гибкости технологической системы можно считать ее самоорганизующуюся, обеспечивающуюся специальными устройствами и механизмами, связанными с электронными системами-приемниками, носителями и передатчиками информации о «законах» организации технологической системы.

Автоматические роторные системы (АРС) используют в массовом производстве и поэтому их обычно относят к технологическим системам с нулевой гибкостью. Однако возможность обработки разнообразных изделий на АРС существует на основе специализации каждого канала системы на отдельном виде изделий, при этом допускается как переменная, так и постоянная плотность потока [1,2]. Такой подход позволяет повысить гибкость АРС, но может привести к усложнению конструкции и увеличить ее габариты, что во многих случаях нецелесообразно.

В работе [1], на основе структурной теории технологических машинных систем автоматического действия предпринята попытка, разработать общий подход структурного синтеза маневренных и самоорганизующихся технологических машин-автоматов. Однако в этом случае предусматривается сложная комбинация технологических систем с дополнительным введением вспомогательных элементов, что обуславливает всегда избыточность структуры системы.

Поэтому, на основании вышеизложенного, для создания гибких АРС необходимо:

- 1) соответствие структуры АРС множеству объектов производства (ОП);
- 2) соответствие кинематики АРС множеству технологических воздействий на ОП;
- 3) соответствие структуры АРС требуемой надежности и производительности.

Поскольку содержательная характеристика гибкости предусматривает некоторую интерпретацию на множестве объектов производства, технологических воздействий и технических средств, то можно выделить четыре рода гибкости:

- гибкость первого рода - возможность АРС перерабатывать ОП;
- гибкость второго рода - возможность АРС перерабатывать различные ОП различными технологическими воздействиями;
- гибкость третьего рода - возможность АРС обеспечивать требуемую производительность;
- гибкость четвертого рода - возможность АРС удовлетворять требованиям надежности.

В работе [3] показано, что однозначное соответствие между множеством ОП и множеством технологических воздействий, обуславливающих структуру АРС, можно достичь путем определения множества упорядо-

ченных пар - «модуль поверхности - модуль технологического воздействия», между которыми установлены функциональные отношения:

$$\varphi: p_i \rightarrow \bigwedge_{l=1}^m \begin{bmatrix} f_{li} \\ f_{2i} \\ \dots \\ f_{ni} \end{bmatrix} = \varphi: p_1 \rightarrow \begin{bmatrix} f_{11} \\ f_{12} \\ \dots \\ f_{n1} \end{bmatrix} \wedge \varphi: p_2 \rightarrow \begin{bmatrix} f_{12} \\ f_{22} \\ \dots \\ f_{n2} \end{bmatrix} \wedge \dots \wedge \varphi: p_m \rightarrow \begin{bmatrix} f_{1m} \\ f_{2m} \\ \dots \\ f_{nm} \end{bmatrix}, \quad (1)$$

$$\varphi: f_j \rightarrow \bigwedge_{j=1}^n \begin{bmatrix} p_{1j} \\ p_{2j} \\ \dots \\ p_{nj} \end{bmatrix} = \varphi: f_1 \rightarrow \begin{bmatrix} p_{11} \\ p_{21} \\ \dots \\ p_{n1} \end{bmatrix} \wedge \varphi: f_2 \rightarrow \begin{bmatrix} p_{12} \\ p_{22} \\ \dots \\ p_{n2} \end{bmatrix} \wedge \dots \wedge \varphi: f_k \rightarrow \begin{bmatrix} p_{1k} \\ p_{2k} \\ \dots \\ p_{nk} \end{bmatrix}, \quad (2)$$

где  $p_i$  - модуль поверхности;

$f_j$  - модуль технологического воздействия;

$\varphi$  - отображение из одного множества в другое;

$\wedge$  - знак логического сложения.

Из выражений (1) и (2) следует, что один и тот же модуль технологического воздействия может быть использован для формообразования различных модулей поверхностей. Так как модули технологического воздействия будут определять структуру всей АРС, то необходимо их характеризовать с точки зрения кинематики.

В общем случае для формообразования используется три вида движений: поступательное ( $\alpha$ ), вращательное ( $\beta$ ) и орбитальное ( $\gamma$ ). Аналогичные движения может совершать и ОП. Так как все модули технологического воздействия и ОП в АРС совершают движения по орбите, то можно записать множество движений модуля технологического воздействия и ОП в АРС:

$$A_f = \{f_\gamma, f_{\alpha\gamma}, f_{\beta\gamma}, \dots\}, \quad A_p = \{p_\gamma, p_{\alpha\gamma}, p_{\beta\gamma}, \dots\}, \quad (3)$$

где  $A_f$ ,  $A_p$  - множество движений модуля технологического воздействия и модуля поверхности ОП в АРС соответственно.

Используя декартово произведение множеств  $A_f$  и  $A_p$ , получим множество комбинационных кинематических схем АРС:

$$A_f \times A_p = \begin{bmatrix} p_\gamma f_\gamma \\ p_\gamma f_{\alpha\gamma} \\ p_\gamma f_{\beta\gamma} \\ p_\gamma f_{\alpha\beta\gamma} \end{bmatrix} \wedge \begin{bmatrix} p_{\alpha\gamma} f_\gamma \\ p_{\alpha\gamma} f_{\alpha\gamma} \\ p_\gamma f_{\beta\gamma} \\ p_\gamma f_{\alpha\beta\gamma} \end{bmatrix} \wedge \begin{bmatrix} p_{\beta\gamma} f_\gamma \\ p_{\beta\gamma} f_{\alpha\gamma} \\ p_{\beta\gamma} f_{\beta\gamma} \\ p_{\beta\gamma} f_{\alpha\beta\gamma} \end{bmatrix} \wedge \begin{bmatrix} p_{\alpha\beta\gamma} f_\gamma \\ p_{\alpha\beta\gamma} f_{\alpha\gamma} \\ p_{\alpha\beta\gamma} f_{\beta\gamma} \\ p_{\alpha\beta\gamma} f_{\alpha\beta\gamma} \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Изменяя знак в выражении (4) на знак логического умножения ( $\vee$ ), получим АРС параллельного действия, что может удовлетворить гибкости третьего рода. Используя комбинацию знаков « $\wedge$ » и « $\vee$ », получим комбинационные структурные модели АРС, которые будут удовлетворять усло-

виям гибкости второго и третьего рода. Следует отметить, что, добавляя в выражение (4) дополнительные движения, например,  $-p_{\gamma\gamma}, f_{\gamma}, p_{\alpha\gamma}, f_{\beta\gamma}$  и т.д., можно получать более сложные структурные модели АРС, но в этом случае АРС конструктивно усложняются, т.е. не будут удовлетворять гибкости четвертого порядка.

В выражении (4) показано, что все элементы АРС совершают орбитальное движение ( $p_{\gamma}, f_{\gamma}$ ). Движение  $\alpha$  и  $\beta$  обычно совершаются за счет движения соответствующих механизмов, с которыми связаны модули технологического воздействия и ОП. Анализ структурных схем (4) показал, что поступательное движение  $\alpha$  совершается в некоторой плоскости. Из теории механизмов и машин известно, что поступательное движение, в общем случае является криволинейным, и может вполне определяться движением лишь одной его произвольно взятой точки. Кроме того, чтобы повысить степень подвижности АРС и тем самым удовлетворить требованиям гибкости первого и второго рода, можно разделить функции транспортирования и обработки ОП, что приводит к так называемым «касающимся» или «орбитальным» АРС.

На рис.1 представлены структурные модели касающихся АРС, в которых поступательное перемещение совершается относительно 2-х систем координат  $xyz$  или  $x^*y^*z^*$ , т.к. движение любой прямой, проведенной через позиции роторов  $xyz$  и  $x^*y^*z^*$ , остается параллельной самой себе. В результате все ее точки описывают одинаковые траектории, т.е. перемещаются со скоростями и ускорениями, равными между собой в любой момент и одинаково направленными.

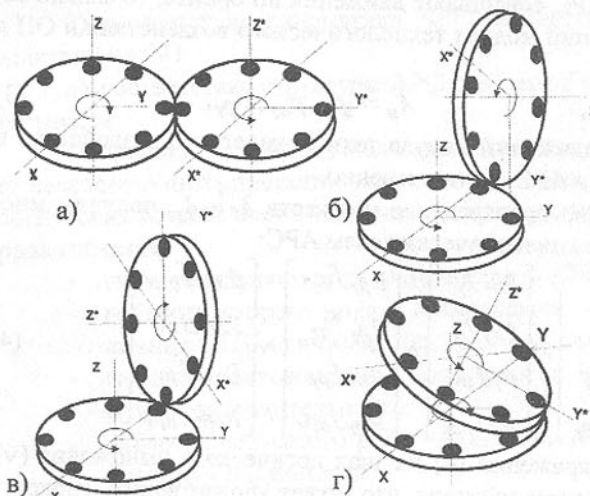


Рис.1. Структурные модели АРС с «внешним касанием»

На рис. 1 (а) поступательное перемещение совершается в плоскости  $xy$  ( $xy$ ), на рис. 1 (б) —  $zx$  ( $zx$ ), на рис.1 (в) —  $yz$  ( $yz$ ).

На рис 1 показаны АРС с «внешним касанием». Возможно создание АРС и с «внутренним касанием» (рис.2).

Введем понятие — оператор сдвига ротора ( $q$ ), который обеспечивает

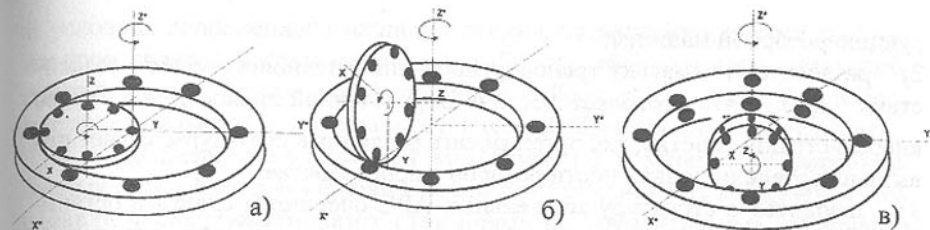


Рис.2. Структурные модели АРС с «внутренним касанием»

изменение положения роторов относительно друг друга. Тогда возможен переход от одной структурной модели к другой. Например, переход от схемы рис.1 (а) к схеме рис.1 (б) можно записать следующим образом:

$$(AB)_0 \Rightarrow (A \wedge B \cdot q_{\beta(y)})_0 \Rightarrow (AB)_1, \quad (5)$$

где  $(AB)_0$  — исходная структурная модель, соответствующая рис 1 (а);

$(AB)_1$  — структурная модель АТРС, соответствующая рис.1(б);

$q_{\beta(y)}$  — оператор сдвига ротора, обеспечивающий его поворот (вращение) относительно оси  $oy$ .

Переход от схемы рис.1 (а) к схеме рис.1 (б) запишем в виде:

$$(AB)_0 \Rightarrow (A \wedge B \cdot q_{\beta(x)})_0 \Rightarrow (AB)_2, \quad (6)$$

где  $(AB)_2$  — структурная модель АТРС, соответствующая рис.1 (б);

$q_{\beta(x)}$  — оператор сдвига ротора, обеспечивающий его поворот (вращение) относительно оси  $ox$ .

Аналогично можно показать переход к любой схеме структурной модели АРС, как с внешним, так и с внутренним касанием. В итоге можно создать любую структурную модель АТРС касательного типа и построить комбинационную модель (рис.3).

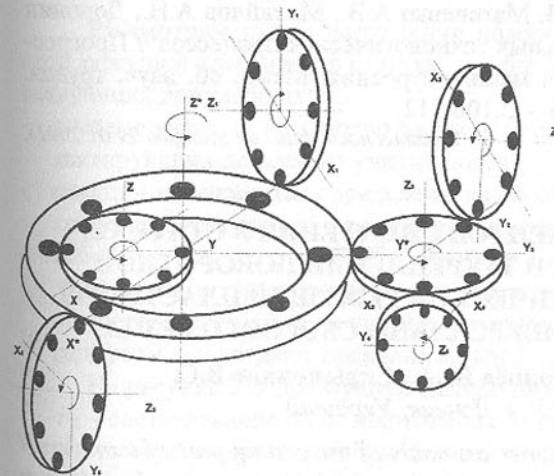


Рис.3. Структурная модель комбинированной АРС касательного типа

Таким образом, создание АРС касательного типа позволяет:

1) заменить поступательное движение, задаваемое исполнительному органу в классических роторных машинах механизмами, движением в плоскости касания роторов прямой, по которой происходит взаимодействие модуля технологического воздействия и ОП, что значительно упрощает конст-



рукцию роторной машины;

2) разделить кинематику транспортирования и технологического воздействия ( $p_\gamma, f_\gamma$ ), что позволяет достичь определенной гибкости АРС по ее «перенастраиваемости», т.е. организовать различные структуры за счет повышения степени подвижности роторов в пространстве;

3) «вводить» в структуру касательных АРС операторы сдвига и организовать как плоскостную модель, так и пространственную, что определяет структуру АРС касательного типа как динамическую;

4) повысить подвижность АРС, что предопределяет ее способность «декомпозировать» на простые структуры без потери основных принципов функционирования, а также организовать структуры любой «конфигурации» на основе простых;

5) определить, например, формальными методами, закон «включения» операторов сдвига в АРС и организовать входные и выходные потоки ОП в любом месте системы.

Дальнейшие исследования направлены на тщательный анализ видов АРС касательного действия с точки зрения совершаемых движений и их «наложение» на кинематику процесса формообразования поверхностей изделий.

**Список литературы:** 1. В.С. Гусарев. Автоматизированные роторные и конвейерные системы для гибкого производства. // Безлюдные роторные и гибкие технологии: Сб. научных трудов – Тула: ТулПИ, 1987 – С. 24-29. 2. Кошкин Л.Н., Клусов И.А. Роторные машины и автоматические линии – Вильнюс, 1961 – 92 с. 3. Матвиенко А.В., Михайлов А.Н., Доронин Д.И. Структурирование модульных технологических процессов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Межд. сб. науч. трудов. Донецк: ДонГТУ, 1998, Вып. 5. - С.106-112.

Статья поступила в редакцию 29.01.2001г.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ СИЛ ТРЕНИЯ В СТАТИКЕ, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ЗАКРЕПЛЕНИИ ПОВОРОТНОЙ ПОДКЛАДКИ С КЕРАМИЧЕСКОЙ РЕЖУЩЕЙ ПЛАСТИНОЙ НА ДЕРЖАВКЕ УНИВЕРСАЛЬНО-СБОРНОГО РЕЗЦА

Матюха П.Г., Гринёв Ю.А., Скрынников В.С.

(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*The mathematical model of fastener assembly of the cutting part of a universal modular cutting tool with a rotary pad is described. Correctness of analysis is experimentally confirmed, the friction factors of units of a universal cutting tool are defined more exactly.*

В условиях современного машиностроения, характеризующегося высокими производительностью и степенью гибкости, эффективность металлообработки зависит не только от станочного оборудования, но и от свойств инструментального материала и технических характеристик инструмента.

Расширение номенклатуры конфигураций и материалов обрабатываемых деталей, освоение новых видов конструкционных материалов обусловили необходимость разработки новых инструментальных материалов и конструкций инструмента высокой гибкости.

Одна из таких конструкций инструмента представлена на рисунке 1. Универсально-сборный резец (УСР) с механическим креплением многогранной керамической пластины и поворотной подкладки на державке состоит из державки 1, подкладки 4, в гнездо которой установлены режущая пластина 5 и стружколом 6, Г-образного прихвата 7, зажимного винта 8 и штифта 3 с гайкой 2.

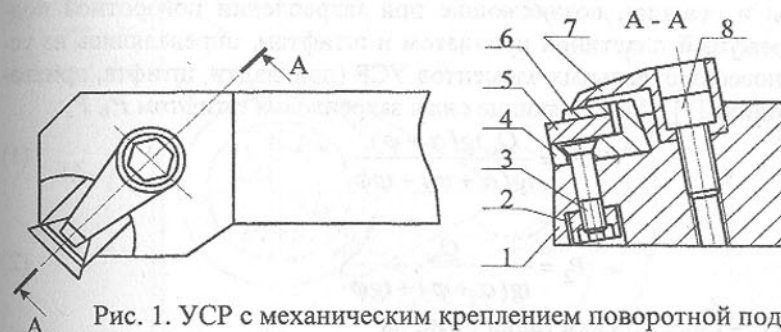


Рис. 1. УСР с механическим креплением поворотной подкладк

Рассмотрим схему нагружения поворотной подкладки с керамической режущей пластиной в статике, т.е. без учета сил резания, (рис.2) при следующих допущениях:

- система является абсолютно жесткой (т.е. возможные деформации контактирующих деталей не учитываются);
- реакции на элементах определены из обеспечения условия базирования;
- коэффициенты трения между различными деталями резца равны между собой;
- в месте контакта опорной поверхности подкладки и державки контакт осуществляется по трем точкам, которые расположены на окружности радиусом  $r_2$  и создают правильный вписанный треугольник.

На рисунке 2 используются следующие обозначения:

- $P_1, P_2$  – составляющие силы закрепления от штифта;
- $P_3, P_4$  – составляющие реакции сектора подкладки, возникающей при закреплении подкладки штифтом;
- $N_5$  – составляющая реакции опорной поверхности подкладки, возникающей при закреплении подкладки штифтом и прихватом;

$W_1$  – сила закрепления подкладки прихватом;  
 $M_{cm}$  – проворачивающий момент;  
 $F_w$  – сила трения между прихватом и стружколомом;  
 $F_s$  – сила трения между штифтом и подкладкой;  
 $F_5$  – составляющая силы трения между опорной поверхностью подкладки и державкой;  
 $F_3$  – сила трения между сектором подкладки и державкой;  
 $h$  – плечо приложения силы закрепления прихватом;  
 $r_1$  – плечо приложения силы  $F_5$ ;  
 $r_2$  – радиус окружности, на которой находятся точки контакта опорной поверхности подкладки и державки;  
 $r_3$  – плечо приложения силы  $F_3$ ;  
 $\alpha$  – угол скоса буртика штифта;  
 $\beta$  – угол скоса сектора подкладки.

Силы и реакции, возникающие при закреплении поворотной подкладки с режущей пластиной прихватом и штифтом, определялись из условий равновесия отдельных элементов УСП (подкладки, штифта, прихвата) по методике [1]. Составляющие силы закрепления штифтом  $P_1, P_2$ :

$$P_1 = \frac{Q_w \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi}, \quad (1)$$

$$P_2 = \frac{Q_w}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi}, \quad (2)$$

где  $Q_w$  – сила затяжки гайки штифта;

$\varphi$  – угол трения.

Составляющие реакции  $P_3, P_4$ :

$$P_3 = P_2 \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)f}{1 + \operatorname{tg}(\beta - \varphi)f}, \quad (3)$$

$$P_4 = P_2 \operatorname{tg}(\beta - \varphi) \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)f}{1 + \operatorname{tg}(\beta - \varphi)f}, \quad (4)$$

где  $f$  – коэффициент трения.

Сила закрепления подкладки прихватом  $W_1$ :

$$W_1 = Q_w \left(1 - 3 \frac{l}{H} f\right), \quad (5)$$

где  $Q_w$  – сила затяжки винта;

$l$  – расстояние от точки контакта прихвата со стружколомом до оси винта прихвата;

$H$  – высота цилиндрической части прихвата, которая находится в державке.

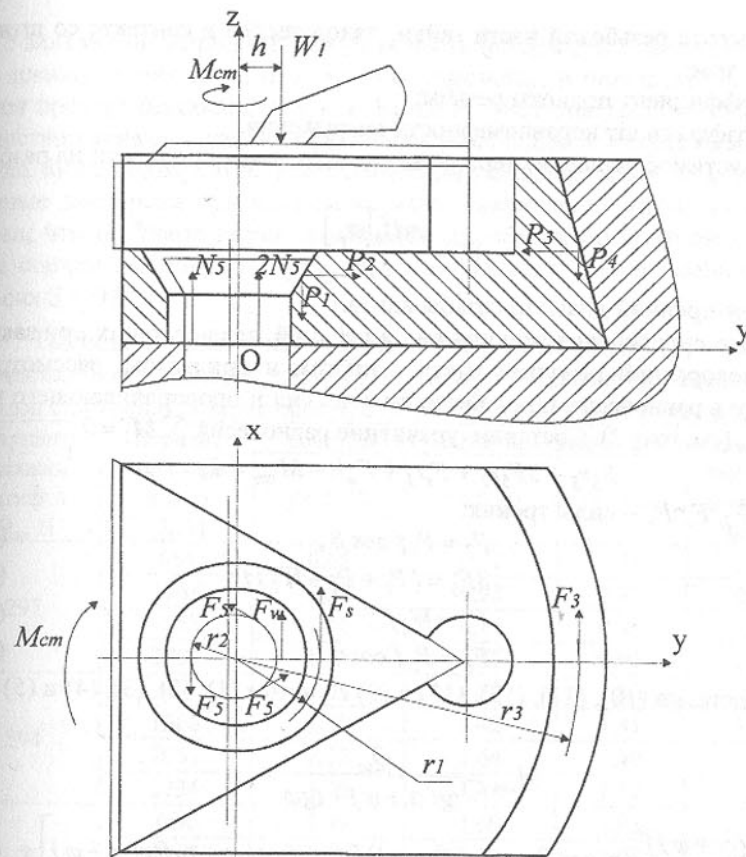


Рис. 2. Схема нагружения поворотной подкладки в статике

Допустимые величины сил  $Q_w$  и  $Q_e$  определяли из условия отсутствия разрушения соответственно штифта и винта на разрыв и срез резьбы. Допустимое усилие в стержне штифта из условия прочности на разрыв [2]:

$$Q_{wpr} \leq \frac{\pi d_{1w}^2 [\sigma_p]}{4}, \quad (6)$$

где  $d_{1w}$  – внутренний диаметр резьбы штифта;

$[\sigma_p]$  – допустимое напряжение растяжения;

Допустимое усилие в стержне штифта из условия прочности резьбы на срез [2]:

$$Q_{wsc} \leq \pi D_1 [\tau_{cp}] H_e k k_m, \quad (7)$$

где  $D_1$  – внешний диаметр резьбы гайки;

$[\tau_{cp}]$  – допустимое напряжение среза;

$H_z$  – высота резьбовой части гайки, находящейся в контакте со штифтом;

$k$  – коэффициент полноты резьбы;

$k_m$  – коэффициент неравномерности нагружения.

Допустимое усилие в стержне винта из условия прочности на разрыв [2]:

$$Q_s = \frac{\pi d_{10}^2 [\sigma_p]}{4}, \quad (8)$$

где  $d_{10}$  – внутренний диаметр резьбы винта.

После определения величин сил и реакций, возникающих при закреплении поворотной режущей части штифтом и прихватом, рассмотрим подкладку в равновесии под действием этих сил и проворачивающего момента  $M_{cm}$  (см. рис. 2). Составим уравнение равновесия  $\sum M_i = 0$ :

$$F_3 r_3 + 3 F_5 r_2 + F_s r_1 + F_w h - M_{cm} = 0, \quad (9)$$

где  $-F_3, F_5, F_s, F_w$  – силы трения:

$$F_3 = P_3 f \cos \beta; \quad (10)$$

$$3 F_5 = (P_1 + P_4 + W_1) f; \quad (11)$$

$$F_w = W_1 f; \quad (12)$$

$$F_s = P_2 f \cos \alpha. \quad (13)$$

Подставив (10), (11), (12), (13) в (9) с учетом (1), (2), (3), (4) и (5) получим:

$$M_{cm} = \frac{Q_w}{\lg(\alpha + \varphi) + \lg \varphi} \times \\ \times \left[ \frac{1 - \lg(\alpha + \varphi) f}{1 + \lg(\beta - \varphi) f} (r_3 \cos \beta + r_2 \lg(\beta - \varphi)) f + r_1 f \cos \alpha + r_2 f \lg(\alpha + \varphi) \right] + \\ + Q_s \left( 1 - 3 \frac{l}{H} f \right) (r_2 + h) f. \quad (14)$$

С помощью разработанной программы, на ПЭВМ по уравнению (14) были рассчитаны статические моменты сил трения (табл. 1), с использованием значений конструктивных параметров –  $r_1, r_2, r_3, h, l, H, \alpha$  и  $\beta$  экспериментального резца.

Для проверки адекватности предложенной математической модели узла крепления поворотной подкладки и уточнения значения коэффициента трения, рекомендации по величине которого весьма разнообразны ( $f=0,08 \div 0,12$  [3],  $f=0,1 \div 0,15$  [4],  $f=0,12 \div 0,18$  [5]), нами была проведена серия экспериментов с целью определения моментов сил трения при различных усилиях затяжки винта и штифта. Затяжка штифта и винта прихвата осуществлялась в диапазоне  $0,2 \div 0,8$  от допустимых сил затяжки, которые определялись с помощью формул (6), (7) и (8), динамометрическими ключа-

ми с заданными усилиями. Режущая часть нагружалась динамометром через планку, надетую на поворотную подкладку, в результате чего создавался проворачивающий момент. Каждый опыт повторялся пять раз. Количество вариантов затяжки равнялось шестнадцати. Результаты эксперимента были подвергнуты статистическому анализу. Оказалось, что выборочные дисперсии при каждом варианте закрепления являются однородными, что подтверждается сравнением дисперсий по критерию Кохрана. Для оценки выборочной средней использовалась средневзвешенная дисперсия  $S = 0,054$  Нм.

Таблица 1. Величины теоретически рассчитанных (при различных значениях коэффициента трения  $f$ ) и экспериментально определенных моментов сил трения в зависимости от силы затяжки винта и штифта

| Вариант затяжки штифта $Q_{ш}, Н$ | Вариант затяжки винта $Q_v, Н$ | Расчетные моменты сил трения, Нм |            |            | Экспериментально определенный момент, Нм |
|-----------------------------------|--------------------------------|----------------------------------|------------|------------|------------------------------------------|
|                                   |                                | $f = 0,08$                       | $f = 0,10$ | $f = 0,15$ |                                          |
| 297                               | 684                            | 0,65                             | 0,71       | 0,71       | $0,67^{+0,05}$                           |
|                                   | 1368                           | 0,88                             | 0,93       | 0,79       | $0,89^{+0,05}$                           |
|                                   | 2051                           | 1,10                             | 1,15       | 0,87       | $1,13^{+0,05}$                           |
|                                   | 2736                           | 1,33                             | 1,37       | 0,95       | $1,35^{+0,05}$                           |
| 594                               | 684                            | 1,07                             | 1,20       | 1,33       | $1,1^{+0,05}$                            |
|                                   | 1368                           | 1,30                             | 1,42       | 1,41       | $1,28^{+0,05}$                           |
|                                   | 2051                           | 1,52                             | 1,64       | 1,49       | $1,54^{+0,05}$                           |
|                                   | 2736                           | 1,75                             | 1,86       | 1,57       | $1,73^{+0,05}$                           |
| 892                               | 684                            | 1,49                             | 1,69       | 1,95       | $1,54^{+0,05}$                           |
|                                   | 1368                           | 1,72                             | 1,91       | 2,03       | $1,66^{+0,05}$                           |
|                                   | 2051                           | 1,94                             | 2,13       | 2,12       | $1,86^{+0,05}$                           |
|                                   | 2736                           | 2,17                             | 2,35       | 2,20       | $2,03^{+0,05}$                           |
| 1189                              | 684                            | 1,91                             | 2,18       | 2,57       | $2,05^{+0,05}$                           |
|                                   | 1368                           | 2,14                             | 2,40       | 2,66       | $2,23^{+0,05}$                           |
|                                   | 2051                           | 2,36                             | 2,62       | 2,74       | $2,42^{+0,05}$                           |
|                                   | 2736                           | 2,59                             | 2,84       | 2,82       | $2,64^{+0,05}$                           |

Как показали исследования, теоретически рассчитанные значения моментов сил трения при  $f = 0,08$  в наибольшей степени соответствуют экспериментально определенным величинам (см. табл. 1) и большинство величин попадают в 95% доверительный интервал. При этом максимальное отклонение не превышает 7%, что вполне удовлетворительно.

Таким образом, проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

- разработанная математическая модель узла крепления поворотной подкладки на державке УСП количественно и качественно отражает условия закрепления поворотной режущей части;



- в дальнейших расчетах необходимо использовать уточненный коэффициент сил трения  $f = 0,08$ ;
- предложенная математическая модель является основой для определения подач, ограниченных проворотом режущей части на державке в процессе обработки.

**Список литературы:** 1. Горошкин А.К. Приспособления для металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1979. – 303 с. 2. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. – 496 с. 3. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений. М.: Машиностроение, 1983. – 277 с. 4. Ансеров М.А. Приспособления для металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1964. – 652 с. 5. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.2 /Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мецеракова. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.

Статья поступила в редакцию 30.01.2001г.

## ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ЗОНЫ КОНТАКТА АЛМАЗНОГО ЗЕРНА С ЗАГОТОВКОЙ НА ИЗМЕНЕНИЕ ГЛУБИНЫ ШЛИФОВАНИЯ ПО УПРУГОЙ СХЕМЕ

Матюха П.Г., Полтавец В.В. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*Influence of the form of contact area of a diamond grain with a cut surface on behavior of actual depth of grinding by elastic setup is investigated in the article. It is ascertained that with square and circular form of contact area the depth of cut is reduced with the greater rate, that corresponds to experimental data more accurately.*

Шлифование по упругой схеме с постоянной силой поджима заготовки к рабочей поверхности круга (РПК)  $P_n$  обеспечивает на протяжении всего времени обработки отсутствие фазово-структурных превращений в материале заготовки [1]. В результате появляется возможность в значительной мере уменьшить трудоёмкость поиска оптимальных режимов шлифования, так как в этом случае отпадает необходимость поиска уравнений технических ограничений, накладываемых на режимы требованиями к качеству обработки. В этой связи, повышение точности аналитических расчётов составляющих силы резания  $P_z$  и  $P_y$ , по которым определяется параметр обработки по упругой схеме  $P_n = P_y$ , обеспечивающий отсутствие фазово-структурных превращений в материале заготовки, является важной задачей.

Как установлено нами [2], зона контакта алмазного зерна с поверхностью резания может быть представлена тремя моделями (рис. 1, а, б, в).

Прямоугольная модель (см. рис. 1, а) учитывает контакт лишь в пределах режущего выступа, квадратная (см. рис. 1, б) и круговая (см. рис. 1,

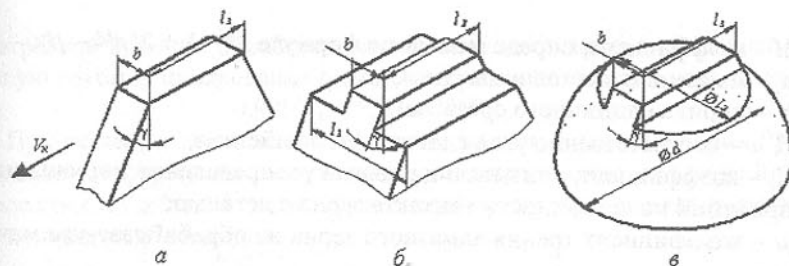


Рис. 1. Модели зоны контакта алмазного зерна с поверхностью резания

в) – в пределах режущего выступа и участка зерна, который, не осуществляя резания, контактирует с поверхностью резания, пластически деформируя материал и создавая дополнительную силу трения.

Параметры зоны контакта  $b$  и  $l_1$  рассчитываются по аналитическим и эмпирическим зависимостям. Так, ширина режущего выступа  $b$  определяется по формулам Е.Н.Маслова [3], в предположении, что форма режущего выступа в сечении, перпендикулярном вектору скорости круга  $V_k$ , представляет собой профиль, состоящий из сегментообразного и трапецеидального участков.

Длина контактной площадки  $l_1$  изменяется в процессе шлифования и описывается зависимостью вида

$$l_1 = C_1 t^q, \quad (1)$$

где  $C_1$  и  $q$  – эмпирические коэффициент и показатель степени (табл. 1);

$t$  – время обработки, мин.

Таблица 1. Значения параметров  $C_1$  и  $q$  при алмазном шлифовании стали Р5М4Ф3 по упругой схеме кругами различной зернистости

| Характеристика круга                | Коэффициент $C_1$ | Показатель степени $q$ |
|-------------------------------------|-------------------|------------------------|
| 1А1 250×76×15×5 AC6 100/80-4-M2-01  | 22,38             | 0,218                  |
| 1А1 250×76×15×5 AC6 160/125-4-M2-01 | 28,81             | 0,131                  |
| 1А1 250×76×15×5 AC6 250/200-4-M2-01 | 22,99             | 0,207                  |

Таким образом, размеры контактных площадок зёрен зависят как от характеристик алмазоносного слоя, так и от времени обработки.

Для изучения влияния размеров зоны контакта алмазного зерна с заготовкой на изменение глубины шлифования во время обработки воспользуемся формулой для расчёта температуры поверхности обрабатываемого материала [4], трансформировав её для учёта различных размеров контактных площадок:

$$T = \frac{\left( \frac{\sqrt{1 + M^2 a_z b \sin \omega}}{\sin \beta} + K_3 M f_3 \right) z_p C \frac{4a \cdot 60 V_k \sqrt{H \alpha_e} K_{ш}}{\lambda V_d \sqrt{\pi}}}{1 + \left( \frac{\sqrt{1 + M^2 a_z b \sin \omega}}{\sin \beta} + K_3 M f_3 \right) z_p \alpha \frac{4a \cdot 60 V_k \sqrt{H \alpha_e} K_{ш}}{\lambda V_d S \sqrt{\pi}}}, \quad (2)$$

где  $M$  – коэффициент, определяемый по формуле  $M = 1 + 2(\pi/4 - \beta)$ ;  
 $a_z$  – максимальная толщина среза, мм;  
 $b$  – ширина единичного среза, мм;  
 $\beta, \omega$  – соответственно угол сдвига и угол действия;  
 $K_3$  – коэффициент, учитывающий закон распределения нормальных напряжений на поверхности контакта зерна с деталью;  
 $\mu$  – коэффициент трения алмазного зерна на обрабатываемом материале;  
 $z_p$  – количество одновременно контактирующих с деталью зёрен;  
 $a, \lambda$  – соответственно коэффициент температуропроводности,  $\text{м}^2/\text{с}$ , и теплопроводности,  $\text{Вт}/(\text{м К})$ , обрабатываемого материала;  
 $H$  – безразмерная полуширина источника тепла;  
 $\alpha_s$  – коэффициент ввода, учитывающий количество тепла, поступающее в деталь;  
 $S$  – площадь зоны контакта детали со шлифовальным кругом,  $\text{мм}^2$ ;  
 $C, \alpha$  – начальная ордината и коэффициент в линейной зависимости, отражающей влияние температурно-скоростных факторов на величину касательных напряжений; зависимость имеет вид  $\tau_s = C - \alpha T$ ;  
 $V_k, V_d$  – соответственно скорость круга и скорость детали,  $\text{м}/\text{с}$  и  $\text{м}/\text{мин}$ ;  
 $f_3$  – площадь зоны контакта задней поверхности зерна с заготовкой,  $\text{мм}^2$ ;  
 $f_3 = l_3 b$  – прямоугольная зона контакта;  $f_3 = l_3^2$  – квадратная зона контакта;  $f_3 = \pi d_3^2/4$  – круговая зона контакта.

Величины, входящие в формулу (2), определяются по зависимостям и методикам, приведенным в работе [5].

Допустимое значение силы поджима заготовки к кругу для различных размеров зоны контакта алмазного зерна с деталью рассчитывали с учётом температуры фазово-структурных превращений в обрабатываемом материале. Для этой цели использовали разработанную математическую модель процесса шлифования по упругой схеме, описывающую связь составляющих силы резания  $P_z$  и  $P_y$  с температурой поверхности резания.

Математическая модель реализована на ПЭВМ в виде программы для решения неравенства

$$0,98T_{кр} < T < 1,00T_{кр}, \quad (3)$$

где  $T$  – температура поверхности резания, определяемая по формуле (2), К;  
 $T_{кр}$  – критическая температура порога фазово-структурных превращений в обрабатываемом материале, К.

После определения по неравенству (3) с учётом (2) исходной глубины шлифования и допускаемой величины силы поджима заготовки к кругу  $[P_n] = [P_y]$  при шлифовании на соответствующих этим данным режимам рельефом, сформированным после электроэрозионной правки, для различ-

ных отрезков времени обработки пошаговым методом рассчитывали фактическую глубину шлифования  $t_{ф}$ , при которой выполняется неравенство  $0,98[P_y] < P_y < 1,00[P_y]$ . (4)

При решении неравенства (4) расчёт значений составляющих  $P_z$  и  $P_y$  выполняли по формулам, полученным для определения сил резания при шлифовании по жёсткой схеме [5] и трансформированным для различных форм контактных площадок:

$$P_z = \frac{\left( \frac{\sqrt{1+M^2 a_z b \cos \omega}}{\sin \beta} + K_3 M f_3 \mu \right) z_p C}{1 + \left( \frac{\sqrt{1+M^2 a_z b \cos \omega}}{\sin \beta} + K_3 M f_3 \mu \right) z_p \alpha \frac{4a \cdot 60 V_k \sqrt{H} \alpha_s}{\lambda V_d S \sqrt{\pi}}};$$

$$P_y = \left( \frac{\sqrt{1+M^2 a_z b \sin \omega}}{\sin \beta} + K_3 M f_3 \right) z_p \left( C - \alpha \frac{4a \cdot 60 V_k \sqrt{H} \alpha_s}{\lambda V_d S \sqrt{\pi}} P_z \right).$$

Результаты расчётов фактической глубины шлифования для различных форм зон контакта зерна с поверхностью резания приведены на графике (рис. 2). Расчёты выполнялись для условий плоского врезного шлифования быстрорежущей инструментальной стали Р6М5Ф3 кругом 1А1 250×76×15×5 АС6 100/80-4-М2-01 на режимах:  $V_k = 35 \text{ м}/\text{с}$ ,  $V_d = 6 \text{ м}/\text{мин}$ . Величина силы поджима заготовки к кругу равнялась:  $P_n = 80 \text{ Н}$  – для прямоугольной формы зоны контакта,  $P_n = 84 \text{ Н}$  – для квадратной формы зоны контакта,  $P_n = 78,4 \text{ Н}$  – для круговой формы.

Глубина резания, определённая путём моделирования процесса шлифования по упругой схеме, сравнивалась с экспериментальными данными (см. рис. 3), полученными при шлифовании образцов из стали Р6М5Ф3 на указанных ранее режимах при непрерывных электроэрозионных управляющих воздействиях на РПК. При этом интенсивность удаления продуктов засаливания за счёт управляющих воздействий была равна интенсивности засаливания межзёренного пространства и, таким образом, снижение режущей способности РПК во время шлифования происходило только вследствие изнашивания зёрен.

Как показывает анализ графиков, характеризующих влияние формы площадок контакта и времени шлифования на изменение режущей способности РПК, обусловленной изнашиванием зёрен, при квадратной и круговой форме зоны контакта зерна с заготовкой фактическая глубина резания снижается более интенсивно и стабилизируется на более низком уровне, чем при прямоугольной. При этом снижение режущей способности РПК при квадратной форме зоны контакта происходит несколько более быстрыми темпами, чем при круговой.



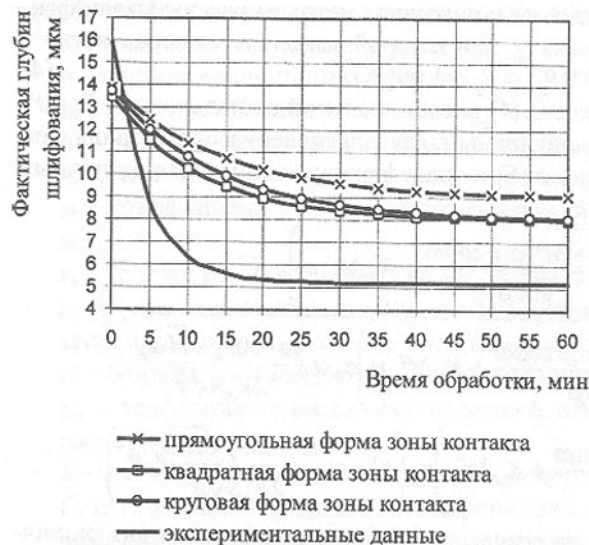


Рис. 2. Влияние формы зоны контакта зерна на изменение фактической глубины резания во время обработки

Для моделирования процесса шлифования предпочтительными являются квадратная и круговая формы зоны контакта зерна с поверхностью резания, так как при их использовании расхождение с экспериментальными данными о глубине резания меньше, чем при использовании прямоугольной формы зоны контакта (при стабилизации процесса обработки после 40 минут шлифования погрешность расчётных данных по сравнению с экспериментальными

составляет 35% против 45% для прямоугольной формы).

**Список литературы:** 1. Матюха П.Г., Полтавец В.В. Изменение температуры поверхности резания при различных способах шлифования по упругой схеме быстрорежущей стали Р6МТФ3// Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем. Сб. статей/ Председателя Г.А.Хает. — Краматорск: ДГМА, 1999. — с. 191-197. 2. Полтавец В.В., Матюха П.Г. Модель зерна на рабочей поверхности круга при алмазном шлифовании/ Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научн. трудов. — Донецк: ДонГТУ, 2000. — Вып. 13. — С. 94-98. 3. Маслов Е.Н. Теория шлифования материалов. — М.: Машиностроение, 1974. — 320 с. 4. Матюха П.Г., Полтавец В.В. Влияние времени обработки на глубину алмазного шлифования по упругой схеме// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научн. трудов. — Донецк: ДонГТУ, 1998. — Вып. 5. — С. 117-121. 5. Матюха П.Г. Научные основы стабилизации выходных показателей алмазного шлифования с помощью управляющих воздействий на рабочую поверхность круга: Автореф. дис.... докт. техн. наук: 05.03.01/ ХГПУ — Харьков, 1996. — 48 с.

Статья поступила в редакцию 31.01.2001г.

## КОНТАКТНАЯ ЗАДАЧА ШТАЕРМАНА-ГЕРЦА ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ МУФТ С ПРЯМОЛИНЕЙНОЙ ФОРМОЙ ОБРАЗУЮЩЕЙ ЗУБЬЕВ

Михайлов А.Н., Грубка Р.М., Рыбина С.А., Буленков Е.А.  
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*The method of application for definition of irregularity of a weight distribution but spot of contact teeth at close radius of curvatures involute of profiles, for the spur serrated bush under condition of absence of a cocking of fulcrums of arbors.*

В настоящее время зубчатые муфты широко применяются в народном хозяйстве для передачи крутящего момента в условиях наличия погрешностей соединяемых валов. Применение зубчатых муфт обусловлено простотой их конструкции, способностью компенсировать монтажные и технологические погрешности и возможностью передавать большие крутящие моменты. Вместе с тем, на практике зубчатые муфты имеют низкую долговечность из-за возникающих больших контактных напряжений на зубьях. Это связано с тем, что при их проектировании используются упрощенные методы расчета контактной нагрузки, которые не позволяют вести точные расчёты.

В применяемых в настоящее время методах контактная нагрузка считается в соответствии с классической теорией Г. Герца [1]. Однако выполненные исследования показали, что характер распределение нагрузки по длине и по высоте зубьев различается, а именно из-за того, что радиусы кривизны близки по высоте зубьев и значительно отличаются по их длине. Поэтому в данной работе предлагается вести расчёт контактной нагрузки в соответствии с совместной задачей Штаермана-Герца.

Предположим, что между эвольвентными профилями пары зубьев муфты с прямолинейными образующими, взаимодействующих без перекося, имеется угол контактирования  $\beta$  (рис.1.), возникающий из-за погрешностей их изготовления и радиальных смещений осей втулки относительно обоймы. При приложении к муфте нагрузки он уменьшается до угла  $\beta_u$  в следствии изгибной деформации зубьев. Ввиду того, что взаимодействие пары зубьев реализуется по вершине зуба обоймы, уменьшение угла контактирования будет определяться его изгибной деформацией, так как при действии нагрузки на вершине зуба он менее жёсткий, чем зуб втулки при действии нагрузки у ножки.

Задачу определения неравномерности распределения нагрузки по пятну внутреннего контакта зубьев при близких радиусах кривизны эвольвентных профилей решаем путём замены её задачей о сжатии цилиндров внутреннего контакта, радиусы которых почти равны [2]. Задаваясь радиусами  $r_{11}$  и  $r_{21}$  (рис.1) цилиндрических поверхностей через радиусы кривизны производящих контуров зубьев втулки и обоймы в точке А, можно



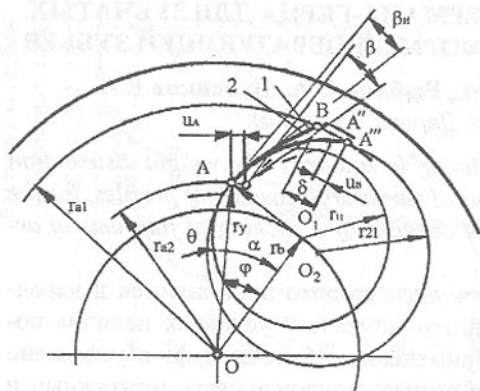


Рис. 1. Схема контактирования зубьев.

(рис.1.) уравнение эвольвенты можно представить в таком виде[3]:

$$r_y = r_b [(\sin \varphi - \varphi \cos \varphi)i + (\cos \varphi + \varphi \sin \varphi)j]. \quad (1)$$

Так как окружность радиуса  $r_b$  является эволютой профиля  $AA''$ , то  $A\bar{O}_1 = r_b \varphi$  - радиус кривизны эвольвентного профиля.

Из рис. 1. следует:

$$\theta = \varphi - \alpha = \text{tg} \alpha - \alpha; \quad (2)$$

$$\varphi = \text{tg} \alpha;$$

$$\alpha = \arccos \frac{r_b}{r_y}, \quad (3)$$

где  $\theta$  - эвольвентный угол;

$\varphi$  - угол развёрнутости;

$\alpha$  - угол профиля в точке на концентрической окружности заданного радиуса  $r_y$ .

Учитывая (2) и (3), радиус кривизны эвольвентного профиля в точке A рис.1, а определяем по формуле:

$$r_{11} = r_b \varphi_A = r_b \text{tg} \arccos \frac{r_b}{r_{a2}}, \quad (4)$$

где  $\varphi_A$  - угол развёрнутости эвольвентного профиля в точке A;

$r_{a2}$  - радиус вершин зубьев обоймы.

Принимая во внимание рис.1. и формулу (1), находим зависимости:

$$\text{tg} \beta_u = \frac{\delta - u_B}{L} \cos \alpha_{r_{a1}}, \quad (5)$$

где  $u_B = u \frac{r_{a1}}{r_b}$ , тогда  $\text{tg} \beta_u = \text{tg} \beta - \frac{u}{L}$ ,

воссоздать условия контактирования рабочих поверхностей зубьев муфты. При этом радиусы кривизны цилиндрических поверхностей определяем из того условия, что изгибная деформация уже произошла и установился угол контактирования  $\beta_u$  между эвольвентными поверхностями.

Учитывая, что радиус-вектор  $r_y = O\bar{A} = O\bar{O}_1 + O_1\bar{A}$

здесь  $\delta$  - просвет между противоположными от зоны контактирования эвольвентными профилями на дуге радиуса вершин зубьев втулки до их изгиба;

$u_B$  - сближение точки  $A''$  по дуге радиуса вершин зубьев втулки  $r_{a1}$

при нагружении муфты;

$u$  - изгибная деформация зубьев в точке A, нормальная к профилю;

$L$  - длина эвольвентного профиля на участке  $AA''$ .

Длина дуги  $L$  эвольвентного профиля на основании (1) при  $x = x(t)$ ,  $y = y(t)$  и  $t \in (\varphi_{r_{a2}}, \varphi_{r_{a1}})$  определяется уравнением:

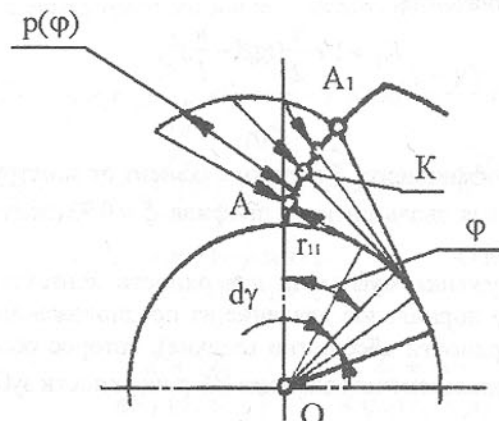


Рис. 2. Распределение нагрузки по высоте эвольвентного профиля.

$$L = \int_{\varphi_{r_{a2}}}^{\varphi_{r_{a1}}} \sqrt{x'^2(t) + y'^2(t)} dt = \int_{\varphi_{r_{a2}}}^{\varphi_{r_{a1}}} r_b \varphi d\varphi = r_b \frac{\varphi^2}{2} \Big|_{\varphi_{r_{a2}}}^{\varphi_{r_{a1}}}.$$

Учитывая формулы (2), (3) и рис.1,а, находим длину дуги эвольвентного профиля  $AA''$ :

$$L = \frac{r_b}{2} (\text{tg}^2 \arccos \frac{r_b}{r_{a1}} - \text{tg}^2 \arccos \frac{r_b}{r_{a2}}).$$

Анализируя зону контактирования охватывающего и охватываемого цилиндров (рис.1.), между которыми имеется угол контактирования  $\beta_u$ , находим следующую зависимость [3]:

$$\text{tg} \beta_u = \frac{2(r_{21} - r_{11})}{\pi r_{11}},$$

где  $r_{11}$  - радиус кривизны охватываемой поверхности;

$r_{21}$  - радиус кривизны охватывающей поверхности.

Отсюда

$$r_{21} = (1 + \frac{\pi}{2} \text{tg} \beta_u) r_{11}.$$

Предполагая, что в месте контакта радиусы кривизны эвольвентных профилей и цилиндров равны и  $\text{tg} \beta_u = (\text{tg} \beta_u)^\xi$ , где  $\xi$  — коэффициент перехода и принимая во внимание (5), находим значение  $r_{21}$  для контактирующих зубьев муфты:

$$r_{21} = [1 + \frac{\pi}{2} (\text{tg} \beta - \frac{u}{L})^\xi] r_{11}.$$

Введём обозначение

$$K_1 = 1 + \frac{\pi}{2} (\text{tg} \beta - \frac{u}{L})^\xi,$$

тогда

$$r_{21} = K_1 r_{11}. \quad (6)$$

Значение коэффициента  $\xi$  перехода зависит от конструктивных особенностей зубьев, для эвольвентного профиля  $\xi = 0,92$  (получено экспериментальным путём) [1].

После нагружения муфты на поверхности контакта зубьев будет действовать только нормальное давление (из предположения, что сжимаемые рабочие поверхности абсолютно гладкие), которое обозначаем  $p(\varphi)$  (рис. 2.). Тогда на эвольвентный элемент  $KL$  поверхности зуба будет действовать сила

$$dp(\varphi) = p(\varphi) r_b \varphi d\varphi.$$

Произведя замену эвольвентных профилей пары зубьев (рис. 1.), взаимодействующих в условиях внутреннего контакта при близких радиусах кривизны — цилиндрами, радиусы которых почти равны, в уравнении (7) можно считать  $r_b \varphi = r_b \varphi_a = r_{11}$ . На основании первого допущения произведём замену параметров в уравнении (7), где  $p(\varphi) = p(\gamma)$  и  $d\varphi = d\gamma$  (рис. 2). После чего переходим к решению контактной задачи И. Я. Штаермана [4], где на элемент  $KL$  охватываемой поверхности действует сила:

$$dp(\gamma') = p(\gamma') r_{11} d\gamma'. \quad (8)$$

Соотношение которое имеет место в области контакта:

$$u_{1r} + u_{2r} = y \cos \gamma - (r_{21} - r_{11})(1 - \cos \gamma), \quad (9)$$

где  $u_{1r}$  и  $u_{2r}$  — полные радиальные перемещения точки первого и второго тела в пределах от  $-\gamma_0$  до  $\gamma_0$  по  $\gamma'$ ;

$y$  — сближение в точке начального контакта;

$\gamma$  — угол до рассматриваемой точки в области контакта.

Используя формулы работы [1], где рассматривается действие сосредоточенной силы на упругие тела, ограниченные охватывающей и охва-

тываемой цилиндрическими поверхностями, а также учитывая (8), в работе [4] получены выражения для определения  $u_{1r}$  и  $u_{2r}$ , которые имеют вид:

$$u_{1r} = \int_{-\gamma_0}^{\gamma_0} p(\gamma') r_{11} \left\{ -2\nu_1 \left[ 1 + \cos(\gamma - \gamma') \ln \text{tg} \frac{|\gamma - \gamma'|}{2} \right] + x_1 \sin|\gamma - \gamma'| \right\} d\gamma', \quad (10)$$

$$u_{2r} = \int_{-\gamma_0}^{\gamma_0} p(\gamma') r_{21} \left\{ -2\nu_2 \cos(\gamma - \gamma'') \ln \text{tg} \frac{|\gamma - \gamma'|}{2} + x_2 \sin|\gamma - \gamma'| \right\} d\gamma''. \quad (11)$$

Подставляя формулы (10) и (11) в (9), получим интегральное уравнение для двух симметричных зон контактирования:

$$\begin{aligned} & 2(\nu_1 r_{11} + \nu_2 r_{21}) \int_{-\gamma_0}^{\gamma_0} p(\gamma') \cos(\gamma - \gamma') \ln \text{tg} \frac{|\gamma - \gamma'|}{2} d\gamma' - \\ & - (x_1 r_{11} + x_2 r_{21}) \int_{-\gamma_0}^{\gamma_0} p(\gamma') \sin|\gamma - \gamma'| d\gamma' + 2\nu_1 r_{11} \int_{-\gamma_0}^{\gamma_0} p(\gamma') = \\ & = (r_{21} - r_{11})(1 - \cos \gamma) - y \cos \gamma; \\ & -\gamma_0 < \gamma < \gamma_0, \end{aligned} \quad (12)$$

где

$$\begin{aligned} 1 &= \frac{\lambda_1 + 2\mu_1}{4\pi\mu_1(\lambda_1 + \mu_1)}, \quad 2 = \frac{\lambda_2 + 2\mu_2}{4\pi\mu_2(\lambda_2 + \mu_2)}, \\ x_1 &= \frac{1}{4(\lambda_1 + \mu_1)}, \quad x_2 = \frac{1}{4(\lambda_2 + \mu_2)}, \end{aligned} \quad (13)$$

Здесь  $\lambda_1, \mu_1$  и  $\lambda_2, \mu_2$  — упругие постоянные контактирующих зубьев.

Используя (6) и предполагая, что контактирующие зубья выполнены из одного материала, после преобразования уравнения (12) можно записать в таком виде:

$$\begin{aligned} & 2\nu_1(1 + K_1) \int_{-\gamma_0}^{\gamma_0} p(\gamma') \cos(\gamma - \gamma') \ln \text{tg} \frac{|\gamma - \gamma'|}{2} d\gamma' - \\ & x_1(1 + K_1) \int_{-\gamma_0}^{\gamma_0} p(\gamma') \sin(\gamma - \gamma') d\gamma' + 2\nu_1 \int_{-\gamma_0}^{\gamma_0} p(\gamma') d\gamma' = \\ & = (K_1 - 1)(1 - \cos \gamma) - \frac{y}{r_{11}} \cos \gamma; -\gamma_0 < \gamma < \gamma_0. \end{aligned} \quad (14)$$

Здесь  $\nu_1 = \nu_2$ ,  $x_1 = x_2$ ;

$$1 = \frac{1-\mu^2}{\pi E}, x_1 = \frac{(1+\mu)(1-2\mu)}{2E}, \quad (15)$$

где  $E$  - модуль упругости;  
 $\mu$  - коэффициент Пуансона.

Чтобы исключить из уравнения (14) неизвестную постоянную  $y/r_{11}$ , положим  $\gamma = 0$ . Тогда получим:

$$\begin{aligned} & 2\nu_1(1-K_1) \int_{-\gamma_0}^{\gamma_0} p(\gamma') \cos \gamma' \ln tg \frac{|\gamma'|}{2} d\gamma' - x_1(1+K_1) \int_{-\gamma_0}^{\gamma_0} p(\gamma') \sin |\gamma'| d\gamma' + \\ & + 2\nu_1 \int_{-\gamma_0}^{\gamma_0} p(\gamma') d\gamma' = -\frac{y}{r_{11}}. \end{aligned} \quad (16)$$

Подставляя (16) в (14), проделав соответствующие преобразования и учитывая, что функция  $p(\gamma)$  должна быть вследствие симметрии чётной для области контакта  $0 < \gamma < \gamma_0$ , а также предполагая согласно методу отображения [5], что если полупространство на которое действует сила, разрезать плоскостью, проходящей через эту силу, то напряжения, которые испытывает отброшенная часть пространства, должны возникать в оставшейся части (рис.2). Тогда для зубьев муфт с прямолинейными образующими, контактирующих без перекоса, учитывая (4), в цилиндрических координатах будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} & 2\nu_1(1+K_1) \int_0^{\gamma_0} p(\gamma') \left[ \cos(\gamma-\gamma') \ln tg \frac{|\gamma-\gamma'|}{2} + \cos(\gamma+\gamma') \ln tg \frac{|\gamma+\gamma'|}{2} - \right. \\ & \left. - 2 \cos \gamma \cos \gamma' \ln tg \frac{\gamma'}{2} \right] d\gamma' - \\ & - x_1(1+K_1) \int_0^{\gamma_0} p(\gamma') [\sin |\gamma-\gamma'| + \sin |\gamma+\gamma'| - 2 \cos \gamma \sin \gamma'] d\gamma' + \\ & + 4\nu_1(1-\cos \gamma) \int_0^{\gamma_0} p(\gamma') d\gamma' = (K_1-1)(1-\cos \gamma), 0 < \gamma < \gamma_0; \\ & Br_b tg \arccos \frac{r_b}{r_{a2}} \int_0^{\gamma_0} p(\gamma) \cos \gamma d\gamma = P_i, \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

где  $B$  - ширина зубьев втулки;  
 $P_i$  - нагрузка действующая на зубе.

Особенность полученной системы интегральных уравнений состоит в том, что она определяет характер распределения нагрузки по пятну кон-

такта, прямо не зависящей от радиуса кривизны поверхностей, функционально выраженный в зависимости от угла контактирования  $\beta$ .

Решение этой задачи сводится к решению интегродифференциального уравнения Прандля [6], метод решения которого предложен Векуа [4].

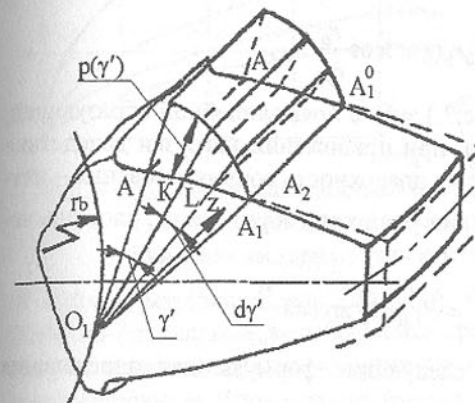


Рис. 3. Эпюра распределения нагрузки по пятну контакта зубьев.

функция  $p(\gamma)$  сохраняет постоянное значение:

$$p(\gamma) = p_k, (k-1)\nu < \gamma < k\nu,$$

$$k = 1, 2, \dots, n; \nu = \frac{\gamma_0}{n}.$$

Учитывая, что в системе (17) функции чётные, можно положить:  
 $\gamma = l\nu, (l = 1, 2, \dots, n)$

Тогда, проделав ряд соответствующих преобразований, получим:

$$\left. \begin{aligned} & \sum_{k=1}^n P_k (\Delta_{l-k} + \Delta_{l+k-1} - 2 \cos l\nu \Delta_{k-1}) = (K_1-1)(1-\cos l\nu); \\ & \sum_{k=1}^n P_k [\sin K\nu - \sin(K-1)\nu] = \frac{P_i}{Br_b tg \arccos \frac{r_b}{r_{a2}}}, \\ & l = 1, 2, \dots, n; \Delta_k = G(K+1) - G(K), \\ & K \geq 0, \Delta_{-k} = \Delta_{k-1}, K \geq 1, \\ & G(K) = 2\nu_1(1+K_1) \left( \sin K\nu \ln tg \frac{K\nu}{2} K\nu \right) + x_1(1+K_1) \cos K\nu + 2\nu_1 K\nu. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Оно сводится к замене одной из функций приближенным выражением, однако решение такого уравнения получается в замкнутом виде и полученные определённые интегралы не выражаются в явном виде. Поэтому решение системы уравнений (17) производим методом конечных разностей.

Разобьём интервал  $0, \gamma_0$  в системе (17) на  $n$  равных частей и будем считать, что в каждом из полученных подинтервалов



Сглаживая получаемые при этом ступенчатые эпюры распределения нагрузки, получим эпюру, определяемую интегральной системой уравнений (17).

Длина зоны контактирования по высоте зуба определяется выражением:

$$l_i^{П.Б} = \gamma_0 r_b \operatorname{tg} \arccos \frac{r_b}{r_{a2}}.$$

Контактная линия  $AA^0$  (рис.3.) зуба с прямолинейной образующей, взаимодействующего без перекоса, при приложении нагрузки вследствие деформации материала превратится в поверхность соприкосновения – пятно контакта  $AA^0 A_1^0 A_1$ , имеющую вид узкого прямоугольника, площадь которого определяется выражением:

$$S_i^{П.Б} = Bl_i^{П.Б} = B\gamma_0 r_b \operatorname{tg} \arccos \frac{r_b}{r_{a2}}.$$

Используя (12), получим следующие формулы для определения  $l_i^{П.Б}$  и  $S_i^{П.Б}$ :

$$l_i^{П.Б} = \nu n r_b \operatorname{tg} \arccos \frac{r_b}{r_{a2}},$$

$$S_i^{П.Б} = B \nu n r_b \operatorname{tg} \arccos \frac{r_b}{r_{a2}}.$$

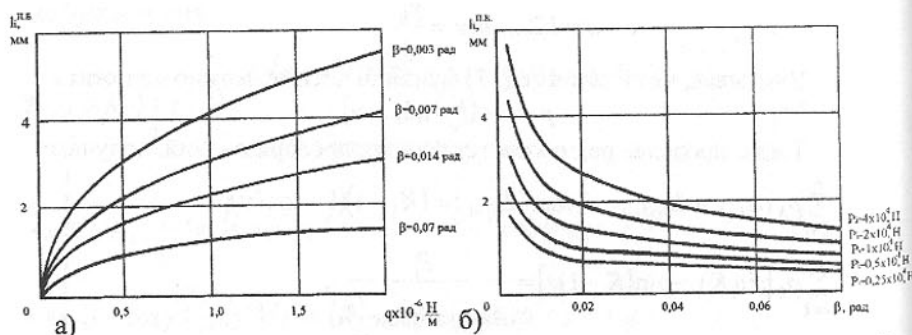


Рис.4. Изменение длины пятна контакта: а) в зависимости от удельной нагрузки; б) в зависимости от угла контактирования.

На рис.4, а изображён график изменения длины пятна контакта по высоте зуба, рассчитанной по формулам системы уравнений (18), в зависимости от удельной нагрузки  $p_i/B$ , приложенной к зубу при разных углах контактирования. Параметры пятна контакта определялись для зубчатых муфт со следующими характеристиками:  $m = 5,5 \text{ мм}$ ,  $z = 22$ ,  $\alpha_w = 20^\circ$ ,

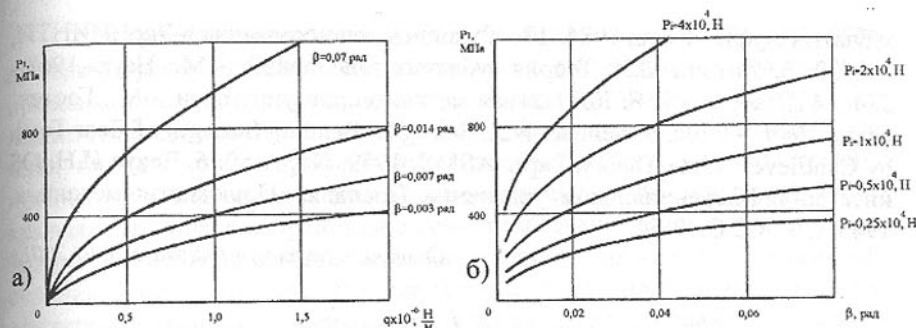


Рис.5. Изменение максимального нормального контактного давления:

а) в зависимости от удельной нагрузки;

б) в зависимости от угла контактирования.

$B = 20 \text{ мм}$ , материал сталь 20Х2Н4А. Они находились с использованием ЭВМ по специально разработанной программе. На рис. 4, б представлен график изменения пятна контакта по высоте зуба в зависимости от угла контактирования  $\beta$  при фиксированных нагрузках. Изменение длины пятна контакта при углах  $\beta$ , меньших  $0,014 \text{ рад}$ , имеет более выраженный характер, чем при больших значениях.

Из графиков рис.5 следует, что технологические погрешности и эксплуатационные факторы, характеризующиеся углом контактирования  $\beta$ , оказывает существенное влияние на величину максимального нормального контактного давления  $p_i$ .

Приведенные выше зависимости относятся к случаю контактирования зубьев без их перекоса с прямолинейной образующей, когда нагрузка, прижимающая зубья, распределена по нормали к контактирующей поверхности. В этом случае на контактной площадке касательная нагрузка отсутствует в силу того, что нет относительных перемещений зубьев.

Приведённые зависимости относятся к случаю, когда отсутствует перекося между зубьями с прямолинейной образующей.

Таким образом, в данной работе решена совместная задача Штаермана-Герца о распределении нагрузки по пятну контакта зубьев. Предложенная методика позволяет более точно, чем существующие методы, определять контактную нагрузку по высоте и длине зубьев в муфте. Результаты решения данной задачи можно использовать в практике инженерных расчётов нагрузочной способности зубьев зубчатых муфт.

**Список литературы:** 1. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости/Пер. с англ. М.И. Рейтмана; Под ред. Г.С. Шапиро.- М.:Наука, 1979.- 560с. 2. Михайлов А.Н. Финиченко В.А. Оценка влияния технологических ошибок на распределение нагрузки по контактным площадкам зацепления

зубчатых муфт. - Киев, 1984.-18с. Рукопись депонированна в УкрНИИТИ, №1530. 3. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. - М.: Наука, 1968.-584с. 4. Штаерман И.Я. Контактная задача теории упругости. - М.: Гостехиздат, 1949. - 270с. 5. Wellauer N.J., Seireg A. Bending Strength of Gear Teeth by Cantilever-Plate Theory. Paper ASME, 1959, No, A-50. 6. Векуа И.Н. Об интегро-дифференциальном уравнении Прандтля.- Прикладная механика, 1945, т. 9, №2 С.49-54.

Статья поступила в редакцию 28.01.2001г.

## К РАСЧЕТУ КОНЦЕНТРАЦИИ ИЗГИБНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ЗУБЬЕВ МУФТЫ

Михайлов А.Н., Рыбина С.А., Грубка Р.М., Перов Д.В.  
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*The technique of calculation of stress concentration for the basis of tooth of gear coupling under conditions of an internal contact with approximately equal curvature radius of involute profiles is presented. It allows to take into account some features of teeth engagement and the influence of both operational and technologic factors.*

Повышение несущей и компенсирующей способности зубчатых муфт является комплексной задачей. Ее решение неразрывно связано с исследованием концентрации изгибных напряжений у основания зуба при близких радиусах кривизны эвольвентных профилей и с назначением соответствующих мероприятий, улучшающих эксплуатационные свойства зубчатых муфт.

В зубчатых муфтах, работающих в условиях перекосов и смещений осей соединяемых валов, контактная нагрузка по зубу распределяется неравномерно как по высоте, так и по его ширине. Неравномерность распределения нагрузки на площадке контакта обусловлена перекосом, смещением осей втулки относительно обоймы и технологическими погрешностями изготовления зубьев. Характер распределения контактной нагрузки оказывает значительное влияние на величину концентрации напряжений у основания зуба муфты. В связи с этим при расчете концентрации напряжений у основания зуба, возникающих при его изгибе, необходимо учитывать особенности внутреннего контактирования зубьев при близких радиусах кривизны эвольвентных профилей.

Задача определения контактной нагрузки ранее решалась для сосредоточенной нагрузки и равномерно распределенной. В данной работе делается попытка определения изгибных напряжений у основания зуба муфты в условиях распределения контактной нагрузки по пятну контакта в соответствии с задачей Штаермана-Герца.

Для расчета концентрации напряжений у основания зуба при неравномерном распределении нагрузки по высоте и ширине пятна контакта применяем методику с использованием гипотезы ломаных сечений [1]. Согласно гипотезе ломаных сечений излом зуба наступает по ломаному сечению, нормальному к профилю зуба (рис.1). Гипотеза ломаных сечений предполагает, что сечения, нормальные к профилю зуба, при изгибе не искривляются. Эпюра напряжений в ломаном сечении удовлетворяет гиперболическому закону, а нормальные напряжения в крайних точках опасного сечения будут главными. Это будут точка А, где наибольшего значения достигают нормальные напряжения, и точка Д, где наибольшего значения достигают касательные напряжения (рис.2).

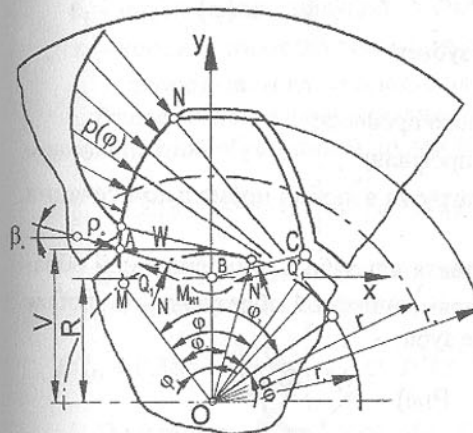


Рис.1. Схема нагруженности зуба втулки.

Расчет концентрации напряжений у основания зуба будем вести для менее прочного звена, то есть для зубьев втулки. Здесь учитываем, что максимальное изгибное напряжение имеет место при взаимодействии зуба втулки по вершине (рис.1).

В предлагаемой методике приняты допущения, что контактная нагрузка отображается изометрически по пятну контакта зуба, при этом площадь пятна контакта отображена эквиариально на его рабочей поверхности.

При небольших углах перекоса (до  $1,5^\circ$ ) можно ограничиться расчетом напряжений в точке А (рис.1). Упрощенно по третьей теории прочности будем иметь:

$$\sigma_A = \sigma_{H1} + \sigma_{H2} - \sigma_C. \quad (1)$$

где  $\sigma_{H1}$  - напряжение от изгиба в горизонтальном направлении;

$\sigma_{H2}$  - напряжение от изгиба в вертикальном направлении;

$\sigma_C$  - напряжение от сжатия.

Определим каждое из напряжений, входящих в формулу (1). Здесь  $\sigma_{H1}$  находим по формуле [2], которая получена на основании гипотезы ломаных сечений [1]:

$$\sigma_{H1} = \frac{M_{H1}}{2BS} \frac{W}{\rho_o \cos \beta_o}. \quad (2)$$

где  $M_{H1}$  – изгибающий момент, действующий по граням ломаного сечения в горизонтальном направлении (рис.1);

$B$  – ширина зуба в направлении оси  $z$ ;

$S$  – площадь элемента, выделенного у оси зуба, предполагаемого деформированным;

$W$  – расстояние от оси симметрии зуба до точки на переходной кривой;

$\rho_o$  – радиус кривизны в любой точке переходной кривой;

$\beta_o$  – угол между радиусом кривизны  $\rho_o$  и горизонтальной прямой.

Величину  $M_{H1}$  определим из условия равенства нулю суммы моментов от всех сил относительно оси  $z$  (рис.1 и 2):

$$M_{H1} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} [r_b - R \cdot \cos(\varphi - \varphi_c)] \cdot r_b \cdot \varphi \cdot p(\varphi) \cdot \sqrt{1 - \frac{z_1^2}{b^2(\varphi)}} \cdot d\varphi \cdot dz_1, \quad (3)$$

где  $r_b$  – радиус основной окружности зубьев;

$R$  – расстояние ОВ;

$\varphi$  – угол развернутости эвольвентного профиля;

$\varphi_c$  – угол поворота эвольвентного профиля;

$p(\varphi)$  – максимальная контактная нагрузка в любом нормальном сечении по ширине зуба;

$b(\varphi)$  – полуширина площадки контакта для зуба с криволинейной образующей и ширина для зуба с прямолинейной образующей в любом нормальном сечении по ширине зуба.

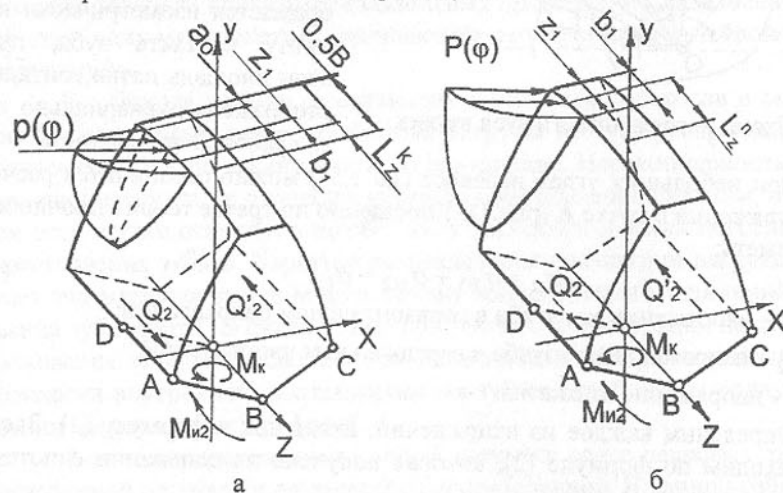


Рис.2. К определению изгибных напряжений: а – зуб с криволинейной образующей; б – зуб с прямолинейной образующей

На основании схемы (рис.2) можно записать: для зуба с криволинейной образующей

$$L_z^k = (0.5 \cdot B - a_o - b_1 - z_1), \quad (4)$$

$$b(\varphi) = 3.636 \frac{p(\varphi) r_{12}}{E}$$

для зуба с прямолинейной образующей

$$L_z^n = (0.5 \cdot B - z_1), \quad (5)$$

$$b(\varphi) = 1.545 \frac{p(\varphi)}{E \cdot \tan \omega_t}$$

где  $a_o$  – запас, то есть неиспользованная часть ширины зуба (рис.2,а);

$b_1$  – максимальная полуширина площадки контакта;

$z_1$  – координата от центрального сечения до точки приложения элементарной силы на площадке пятна контакта.

Решая интегральное уравнение (3) совместно с (4), для зуба с криволинейной образующей, будем иметь:

$$M_{H1}^k = 1.818 \cdot \frac{\pi \cdot r_{12}}{E} \cdot r_b \cdot \left[ r_b \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \varphi \cdot p^2(\varphi) d\varphi - R \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \varphi \cdot p^2(\varphi) \cdot \cos(\varphi - \varphi_c) d\varphi \right]. \quad (6)$$

Для зуба с прямолинейной образующей уравнение (3) совместно с (5) будет иметь следующий вид:

$$M_{H1}^n = 0.386 \cdot \frac{\pi \cdot r_b}{E \cdot \tan \omega_t} \left[ r_b \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \varphi \cdot p^2(\varphi) d\varphi - R \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \varphi \cdot p^2(\varphi) \cdot \cos(\varphi - \varphi_c) d\varphi \right]. \quad (7)$$

Подставив в формулы (6) и (7) значения углов развернутости эвольвентного профиля получим:

$$M_{H1}^k = 1.818 \cdot \frac{\pi \cdot r_{12}}{E} \cdot r_b \cdot M_1^k; \quad (8)$$

$$M_{H1}^n = 0.386 \cdot \frac{\pi \cdot r_b}{E \cdot \tan \omega_t} \cdot M_1^n, \quad (9)$$

$$M_1^{k,n} = \frac{r_b}{2} \sum_{k=1}^n p_k^2 (\varphi_2^{*2} - \varphi_1^{*2}) - R \sum_{k=1}^n p_k^2 [\cos(\varphi_2^* - \varphi_c) - \cos(\varphi_1^* - \varphi_c) + \varphi_2^* \sin(\varphi_2^* - \varphi_c) - \varphi_1^* \sin(\varphi_1^* - \varphi_c)] \quad (10)$$

При контактировании зуба втулки по вершине зуба обоймы, формулы для определения углов развернутости эвольвентного профиля элементарного участка будут иметь следующий вид:

$$\varphi_1^* = \sqrt{\varphi_1 (\varphi_1 + 2(k-1)\nu)};$$

$$\varphi_2^* = \sqrt{\varphi_1 (\varphi_1 + 2k\nu)}.$$



Здесь  $\varphi_1$  определяется по следующей формуле:

$$\varphi_1 = \operatorname{tg} \arccos \frac{r_b}{r_{a2}}, \quad (11)$$

где  $r_{a2}$  - радиус вершин зубьев обоймы.

Значение величины  $S$  определяется зависимостью:

$$S = \left( \frac{W}{\cos \beta_0} + \rho_0 \right)^2 \cdot \ln \left( 1 + \frac{W}{\rho_0 \cos \beta_0} \right) - \frac{1.5 \cdot W^2}{\cos^2 \beta_0} - \frac{W \rho_0}{\cos \beta_0}. \quad (12)$$

$$\text{Здесь} \quad \rho_0 = r_0 + \frac{x_0^2}{x_0 \cdot \cos \gamma_m + r \cdot \cos^3 \gamma_m}, \quad (13)$$

где  $r_0$  - радиус профиля инструментальной рейки, образующий переходную кривую зуба втулки;

$r$  - делительный радиус зубьев втулки;

$\gamma_m$  - угол между нормалью к профилю и координатной осью.

Угол  $\beta_0$ , образованный радиусом  $\rho_0$  с вертикалью, определяется выражением:

$$\beta_0 = 0.5 \cdot \pi - \Theta_1 - \gamma_m, \quad (14)$$

$$\text{причем} \quad \gamma_m = \operatorname{arctg} \frac{r \cdot \Theta_1 - y_0}{x_0}, \quad (15)$$

где  $\Theta_1$  - угол скатывания.

Пределы изменения углов  $\Theta_1$  и  $\gamma_m$ :

$$\frac{y_0}{r} \leq \Theta_1 \leq \frac{y_0}{r} + \frac{x_0}{r} \cdot \operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{2} - \alpha_w \right); \quad (16)$$

$$0 \leq \gamma_m \leq 0.5 \cdot \pi - \alpha_w, \quad (17)$$

где  $x_0$  - координата начала радиуса профиля инструмента, образующего переходную кривую зуба;

$y_0$  - координата конца радиуса профиля инструмента, образующего переходную кривую зуба.

Величина  $W$  определяется зависимостью:

$$W = (r - x_0 - r_0 \cdot \cos \gamma_m) \cdot \sin \Theta_1 + (x_0 \cdot \operatorname{tg} \gamma_m + r_0 \cdot \sin \gamma_m) \cdot \cos \Theta_1. \quad (18)$$

Выразим величины, входящие в выражения (13) и (18), через модуль. Ввиду того, что зубья муфты нарезаются без смещения, координаты  $x_0$  и  $y_0$  определяются следующими формулами:

$$x_0 = h_a^* \cdot m; \quad (19)$$

$$y_0 = 0.25 \cdot \pi \cdot m + h_a^* \cdot m \cdot \operatorname{tg} \lambda_w + r_0 \cdot \cos \alpha_w. \quad (20)$$

где  $h_a^*$  - коэффициент высоты головки исходного контура инструмента.

При  $h_a^* = 1$  формулы (19) и (10) будут иметь вид:

$$x_0 = m;$$

$$y_0 = 1.5 \cdot m.$$

Здесь радиус профиля инструментальной рейки, образующей переходную поверхность зуба втулки, определяется формулой:

$$r_0 = \frac{0.25 \cdot m}{1 - \sin \alpha_w} = 0.38 \cdot m.$$

Тогда

$$W = m \cdot D_1, \quad (21)$$

$$\rho_0 = m \cdot D_2. \quad (22)$$

Здесь

$$D_1 = (0.5z - 0.38 \cos \gamma_m - 1) \sin \Theta_1 - (\operatorname{tg} \gamma_m + 0.38 \sin \gamma_m) \cos \Theta_1, \quad (23)$$

$$D_2 = 0.38 + \frac{1}{\cos \gamma_m + 0.5z \cos^3 \gamma_m}, \quad (24)$$

где

$$\gamma_m = \operatorname{arctg}(0.5z \Theta_1 - 1.5), \quad (25)$$

$$\frac{3}{z} \leq \Theta_1 \leq \frac{8.494}{z}. \quad (26)$$

Используя рис.1, находим величину  $R$ , входящую в формулу (10):

$$R = V - W \operatorname{tg} \beta_0, \quad (27)$$

где  $V$  - координата точки А переходной кривой зуба.

Тогда, выражая все величины формулы (27) через модуль, получим:

$$R = m(D_3 - D_1 \operatorname{tg} \beta_0), \quad (28)$$

$$\text{где} \quad D_3 = (0.5z - 0.38 \cos \gamma_m - 1) \cos \Theta_1 + (\operatorname{tg} \gamma_m + 0.38 \sin \gamma_m) \sin \Theta_1.$$

Подставляя формулы (8), (12), (21) и (22) в (2), после преобразований для зуба с криволинейной образующей получим:

$$\sigma_{H1}^k = 0.909 \frac{\pi \cdot r_{11} \cdot r_b \cdot M_1^k}{E \cdot B \cdot m^2 \cdot M_2}. \quad (29)$$

Формула (2) с учетом (9), (12), (21) и (22) для зуба с прямолинейной образующей будет иметь следующий вид:

$$\sigma_{H1}^n = 0.193 \frac{\pi \cdot r_b \cdot M_1^n}{E \cdot B \cdot m^2 \cdot \operatorname{tg} \omega_t \cdot M_2}. \quad (30)$$

Напряжение изгиба в вертикальном направлении в точке А сечения под углом  $\beta_0$  к оси  $z$  определяется выражением:

$$\sigma_{H2} = \frac{3 \cdot M_{H2}}{W \cdot B^2} \cos \beta_0. \quad (31)$$

Момент  $M_{H2}$  определим из условия равенства нулю суммы моментов всех сил относительно оси  $x$  (рис.1 и 2):

$$M_{H2} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{a_1}^{a_2} L_z r_b \varphi p(\varphi) \sqrt{1 - \frac{z_1^2}{b^2(\varphi)}} \sin(\varphi_c) d\varphi dz_1. \quad (32)$$

решая (32) совместно с (4), для зуба с криволинейной образующей получим:

$$M_{H2}^k = \frac{\pi}{2} r_b (0.5B - a_0 - b_1) \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \varphi p(\varphi) b(\varphi) \sin(\varphi - \varphi_c) d\varphi. \quad (33)$$

Решая (32) совместно с (5) для зуба с прямолинейной образующей получим:

$$M_{H1}^n = 0.125\pi r_b \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \varphi p(\varphi) b(\varphi) \sin(\varphi - \varphi_c) d\varphi - \frac{r_b}{3} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \varphi p(\varphi) b^2(\varphi) \sin(\varphi - \varphi_c) d\varphi \quad (34)$$

После преобразований формулы (33) и (34) примут вид [3]:

$$M_{H2}^k = 1.818 \frac{\pi r_{12}}{E} r_b (0.5B - b_1 - a_0) M_3^k; \quad (35)$$

$$M_{H2}^n = 0.193 \frac{r_b}{E t g \omega_t} M_3^n. \quad (36)$$

Здесь

$$M_3^k = \sum_{k=1}^n p_k^2 \left[ \sin(\varphi - \varphi_c) - \sin(\varphi_1^* - \varphi_c) - \varphi_2^* \cos(\varphi_2^* - \varphi_c) + \varphi_1^* \sin(\varphi_2^* - \varphi_c) \right] \quad (37)$$

$$M_3^n = \sum_{k=1}^n p_k^2 \left( \pi B - \frac{4.119}{E t g \omega_t} \sum_{k=1}^n p_k \right) \left[ \sin(\varphi_2^* - \varphi_c) - \sin(\varphi_1^* - \varphi_c) - \varphi_2^* \cos(\varphi_2^* - \varphi_c) + \varphi_1^* \cos(\varphi_1^* - \varphi_c) \right] \quad (38)$$

Подставляя формулы (21) и (35) в (31) после преобразований для зуба с криволинейной образующей получим:

$$\sigma_{H2}^k = 5.454 \frac{\pi r_{12} r_b (0.5B - b_1 - a_0) M_3^k}{E B^2 m D_1} \cos \beta_0. \quad (39)$$

Формула (31) с учетом (21) и (36) для зуба с прямолинейной образующей будет иметь следующий вид:

$$\sigma_{H2}^n = 0.579 \frac{r_b M_3^n}{E B^2 m t g \omega_t D_1} \cos \beta_0. \quad (40)$$

Так как нормальные напряжения от сжатия  $\sigma_c$  сравнительно не велики [1] найдем их величину исходя из предположения о равномерном распределении этих напряжений по сечению ABC (рис.2). Величина этих напряжений равна:

$$\sigma_c = \frac{N}{WB} \cos \beta_0, \quad (41)$$

где  $N$  — равнодействующая нормальных сил сжатия по сечению АВ (рис.1).

Согласно допущению гипотезы ломаных сечений равнодействующая нормальных сил сжатия по сечению АВ будет равна половине сжимающей силы, так как здесь предполагается, что сжимающая сила вызовет лишь нормальные напряжения в неискривляющихся площадках, а перерезывающая сила вызывает лишь касательные напряжения. Тогда из условия равенства нулю проекций всех сил относительно оси  $y$ , учитывая, что  $N = N'$  и  $Q_1 = Q_2'$ , можно записать:

$$N = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{a_1}^{a_2} r_b \varphi p(\varphi) \sqrt{1 - \frac{z_1^2}{b^2(\varphi)}} \sin(\varphi - \varphi_c) d\varphi dz_1. \quad (42)$$

Решая (42) совместно с (4) для зуба с криволинейной образующей, получим:

$$N^k = \frac{\pi}{4} r_b \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \varphi p(\varphi) b(\varphi) \sin(\varphi - \varphi_c) d\varphi.$$

Для зуба с прямолинейной образующей уравнение (42) совместно с (41) будет следующее:

$$N^n = \frac{\pi}{8} r_b \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \varphi p(\varphi) b(\varphi) \sin(\varphi - \varphi_c) d\varphi.$$

Учитывая (4) для зуба с криволинейной образующей и (5) для зуба с прямолинейной образующей, получим:

$$N^k = 0.909 \frac{\pi r_{12}}{E} r_b \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \varphi p^2(\varphi) \sin(\varphi - \varphi_c) d\varphi, \quad (43)$$

$$N^n = 0.193 \frac{\pi r_b}{E t g \omega_t} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \varphi p^2(\varphi) \sin(\varphi - \varphi_c) d\varphi. \quad (44)$$

Подставив в формулы (43) и (44) значения углов развернутости эвольвентного профиля

$$N^k = 0.909 \frac{\pi r_{12}}{E} r_b M_4^k, \quad (45)$$

$$N^n = 0.193 \frac{\pi r_b}{E t g \omega_t} M_4^n. \quad (46)$$

$$\text{Здесь} \quad M_4^k = M_3^k, \quad (47)$$

$$M_4^n = \sum_{k=1}^n p_k^2 [\sin(\varphi_2^* - \varphi_c) - \sin(\varphi_1^* - \varphi_c) - \varphi_2^* \cos(\varphi_2^* - \varphi_c) + \varphi_1^* \cos(\varphi_1^* - \varphi_c)] \quad (48)$$

Подставляя формулы (21) и (45) в (41), для зуба с криволинейной образующей получим:

$$\sigma_c^k = 0.909 \frac{\pi r_{12} r_b \cos \beta_0 M_4^k}{EBmD_1} \quad (49)$$

Учитывая (21) и (46) формула (41) для зуба прямолинейной образующей примет следующую форму:

$$\sigma_c^n = 0.193 \frac{\pi r_b \cos \beta_0 M_4^n}{EBmtg\omega_1 D_1} \quad (50)$$

Окончательная формула (1) с учетом формул (29), (39) и (49) для зуба с криволинейной образующей будет следующей:

$$\sigma_A^k = 0.909 \frac{\pi r_{12} r_b}{EBm} \left\{ \frac{M_1^k}{mM_2} + \frac{\cos \beta_0}{D_1} \left[ \frac{6(0.5B - b_1 - a_0)M_3^k}{B} - M_4^k \right] \right\} \quad (51)$$

Для зуба с прямолинейной образующей формула (1) с учетом формул (30), (40) и (50) будет иметь форму:

$$\sigma_A^n = 0.193 \frac{r_b}{EBmtg\omega_1} \left[ \frac{\pi M_1^n}{mM_2} - \frac{\cos \beta_0}{D_1} \left( \frac{3M_3^n}{B} - \pi M_4^n \right) \right] \quad (52)$$

**Выводы.** Формулы (51) и (52) позволяют вычислить изгибные напряжения в наиболее опасной точке переходной поверхности при изгибе зуба втулки с учетом особенностей их контактирования, которые определяются эксплуатационными и технологическими факторами.

На рис.3 показана зависимость изгибных напряжений в точке А (рис.1) переходной поверхности зуба втулки от нагрузки при контактировании его по вершине. Геометрические параметры зуба представлены в табл.1.

Кривая 1 (рис.1) построена для зуба с криволинейной образующей с  $r_{12}=300$  мм и  $\beta=0,014$  рад по формуле (51), а кривая 2 – для зуба с прямолинейной образующей по формуле (52). Здесь изгибные напряжения зуба с криволинейной

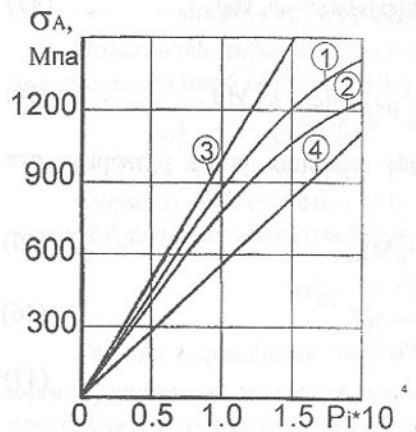


Рис.3. Зависимость изгибных напряжений от нагрузки.

образующей выше, чем у зуба с прямолинейной образующей при одинаковых нагрузках. Это явление можно объяснить тем, что площадка контакта у него распределяется на меньшую часть высоты эвольвентного профиля и концентрируется у вершины зуба. При этом изгибающий момент  $M_{H1}^k$ , который обуславливает основную составляющую изгибного напряжения  $\sigma_A$ , больше, чем  $M_{H1}^n$ , поэтому при одинаковых нагрузках  $\sigma_A^k > \sigma_A^n$ . Здесь отметим, что кривые 1 и 2 (рис.3) могут занимать любое положение в области между прямыми 3 и 4 в зависимости от угла контактирования  $\beta$  между эвольвентными профилями. Прямая 3 построена для зуба со сосредоточенной нагрузкой у вершины. Прямая 4 – для зуба с равномерно распределенной нагрузкой по высоте.

Таблица 1. Основные геометрические параметры зубчатой втулки.

| Параметры                       | Обозначения     | Значения              |
|---------------------------------|-----------------|-----------------------|
| Модуль зубьев                   | $m$ , мм        | 5,5                   |
| Число зубьев                    | $z$             | 22                    |
| Угол зацепления                 | град            | 20                    |
| Высота делительной головки зуба | $h_a$ , мм      | 4,5                   |
| Высота делительной ножки зуба   | $h_f$ , мм      | 4,4                   |
| Высота зуба                     | $h$ , мм        | 9,9                   |
| Длина общей нормали             | $W$ , мм        | $42.29_{-0.4}^{+0.3}$ |
| Предельное отклонение шага      | $\pm f_t$ , мкм | 47                    |

**Список литературы:** 1. Андожский В.Д.. Расчет зубчатых передач. М.-Л.: Машгиз, 1955.- 267с. 2. Коськин В.Н., Поляков В.С. Расчет на изгиб зубьев зубчатых муфт с использованием гипотезы ломаных сечений. – Труды ЛПИ, 1970, вып.314, с. 50-59. 3. Михайлов А.Н. Разработка методов повышения несущей и компенсирующей способности зубчатых муфт: Дис... канд. техн. наук.- Донецк: ДПИ, 1985.- 259 с.

Статья поступила в редакцию 19.01.2001г.

## ИССЛЕДОВАНИЕ СОСТОЯНИЯ РЕЖУЩЕЙ КРОМКИ В ОПЕРАЦИЯХ ЗАТОЧКИ ЛЕЗВИЙНОГО ИНСТРУМЕНТА

Мовла-заде В.З., Сейфу Тирфие  
(АзТУ, г. Баку, Азербайджан)

The results of an experimental research influence of parameters of a processing mode on a roughness of the sharpened surfaces, curvature radius and serration of cutting edge are given, and are revealed the features of the mechanism of formation of microgeometry of cutting edge in sharpening operations of hard-facing alloy cutting tools.



На основе системного анализа технологических процессов заточки режущих инструментов (ТП ЗРИ) установлена [1] система признаков характеризующих объект преобразования при входе (заготовка) и при выходе (заточенного режущего инструмента):

1. Геометрическая структура инструмента, которая включает в себя геометрию, размеры и точность рабочей части режущего инструмента;
2. Качество обработанных поверхностей – шероховатость, физико-механическое и структурное состояние заточенных поверхностей;
3. Состояние режущей кромки – зазубренность и радиус округления кромок;
4. Материал инструмента;
5. Вид инструмента.

Известно [2], что режущий клин при внедрении контактирует с обрабатываемым материалом по передней и задней поверхностям. В этих зонах происходит интенсивное трение инструментального и обрабатываемого материалов, которое сопровождается большим давлением (до 2000 МПа) и высокой температурой (до 1000°C и выше). При этом установлено [3] неравномерное распределение нагрузок на передней и задней поверхностях. Наибольшее давление на передней и задней поверхностях действует вблизи главной режущей кромки.

В ТП ЗРИ также имеет место неравномерное распределение интенсивности теплоток и температуры на передней и задней поверхностях режущего клина, с наибольшими их значениями вблизи главной режущей кромки [4].

Следовательно, режущая кромка и близлежащие к ней контактные поверхности подвергаются наибольшему силовому и температурному напряжениям как в процессе заточки, так и в процессе эксплуатации режущего инструмента. В то же время режущая кромка является наислабейшим элементом рабочей части лезвийного режущего инструмента.

Исходя из вышеизложенного следует, что состояние режущей кромки как признак состояния объекта преобразования заслуживает особого внимания. Высокая чувствительность этого признака позволяет использовать его для контроля процесса заточки в наиболее узких пределах варьирования входных параметров.

Состояние режущей кромки характеризуется шероховатостью заточиваемых поверхностей образующих кромку –  $R_a$ , мкм., зозубренностью –  $h_z$ , мкм и радиусом закругления –  $r$ , мкм.

Экспериментальное исследование состояния режущей кромки проводилось в условиях торцового шлифования твердосплавных пластин ВК6-ОМ размером 7×15×105 под углом  $\alpha = 20^\circ$ , в условиях подобных операции заточки резцов по задней поверхности. Режущие инструменты с твердосплавными пластинами из ВК6-ОМ применяются в операциях чистового и

получистового точения, расстачивания, развертывания и нарезания резьбы при обработке твердых легированных и отбеленных чугунов, закаленных сталей, где состояние режущей кромки оказывает заметное влияние на стойкость режущего инструмента, надежность и стабильность технологической операции.

Передняя поверхность твердосплавных пластин предварительно подвергались шлифованию и доводке до достижения значения шероховатости  $R_a \leq 0,16$  мкм.

Эксперименты выполнены на универсально-заточном станке модели 3А64Б, модернизированном для алмазной заточки. Заточка проводилась алмазными кругами 12А2-45<sup>0</sup>-125×32×10 на металлической связке М013 характеристики АСБ-160/125-100%

Шероховатость затачиваемых поверхностей измерялась на профилометре-профилографе модели 250. Радиус закругления и зазубренность измерялись на микроскопе МИС-11 по известной [5] методике.

Целью экспериментального исследования являлась установление зависимостей  $R_a$ ,  $\rho$  и  $h_z$  от таких параметров режима шлифования, как скорость шлифовального круга,  $V_k$ , м/сек, продольной подачи –  $S_{пр}$ , м/мин., глубины шлифования –  $t$ , мм/дв.х

На основе априорной информации определены области оптимума параметров режима шлифования. Далее задача заключалась в составлении уравнений регрессии, с достаточной точностью описывающих взаимосвязь параметров, характеризующих состояние режущей кромки от параметров режима заточки.

Для составления требуемых уравнений проведено экспериментальное исследование с использованием центрального композиционного – рототабельного планирования второго порядка. В таблице 1 приведены значения интервалов варьирования и уровней исследуемых факторов.

Таблица 1.

| Интервал варьирования и уровень факторов | Параметры режима заточки |                  |               |
|------------------------------------------|--------------------------|------------------|---------------|
|                                          | $V_k$ , м/сек.,          | $S_{пр}$ , м/мин | $t$ , мм/дв.х |
| Основной уровень                         | 30                       | 3,0              | 0,08          |
| Верхний уровень                          | 35                       | 4,0              | 0,12          |
| Нижний уровень                           | 25                       | 2,0              | 0,04          |
| Интервал варьирования                    | 5                        | 1,0              | 0,04          |

Коэффициенты уравнения регрессии рассчитывались по стандартной программе на ЭВМ модели IBM РСХТ.

Значимость коэффициентов проверялась по критерию Стюдента. Адекватность полученных уравнений проверялась по критерию Фишера.

Обработкой результатов многофакторного эксперимента получены эмпирические формулы, описывающие взаимосвязь значений показателей состояния режущей кромки с параметрами режима заточки.

$$R_a = 2,79 - 0,08 V_k - 1,02 S_{np} - 28,20 t - 0,02 V_k S_{np} + 0,73 V_k t - 1,120 S_{np} t + 0,001 V_k^2 + 0,50 S_{np}^2 + 146,00 t^2;$$

$$\rho = 35,42 - 0,83 V_k - 9,20 S_{np} - 380,42 t - 0,20 V_k S_{np} + 6,82 V_k t - 10,81 S_{np} t + 0,01 V_k^2 + 4,61 S_{np}^2 + 1280,04 t^2;$$

$$h_z = 151,04 - 5,28 V_k - 30,20 S_{np} - 968,20 t + 12,34 V_k t - 0,16 V_k S_{np} - 16,00 S_{np} t + 0,08 V_k^2 + 9,60 S_{np}^2 + 2800,00 t^2$$

На основании анализа уравнений регрессии (1,2,3) установлены некоторые особенности влияния параметров режима заточки на формирование состояния режущей кромки.

1. Явно выраженной зависимости радиуса закругления и зазубренности режущей кромки от шероховатости образующих поверхностей не наблюдается. Зазубренность режущей кромки формируется вследствие стохастического наложения друг на друга большого числа микросколов, образованных отдельными активными зернами алмазного круга.
2. По мере увеличения скорости шлифования наблюдается некоторое снижение шероховатости заточенных поверхностей и рост величин зазубренности и радиуса закругления режущей кромки.
3. Повышение производительности операции заточки посредством увеличения глубины резания и продольной подачи сопровождается ухудшением состояния режущей кромки. При этом влияние продольной подачи на рост зазубренности и радиуса закругления режущей кромки сильнее чем глубины резания. Следовательно, повышение производительности эффективнее реализовать посредством увеличения глубины резания.
4. По степени влияния на состояние режущей кромки варьируемые параметры режима заточки можно ранжировать в следующей последовательности:  $S_{np}$ ;  $t$ ;  $V_k$ ;  $S_{np}^2$ ;  $t^2$ ;  $V_k t$ ;  $V_k S_{np}$ ;  $S_{np} t$ ;  $V_k^2$ .
5. Формирование состояния режущей кромки в значительной степени зависит от параметров режима заточки посредством целенаправленного изменения которых может быть достигнуто требуемое качество обработки.

**Список литературы:** 1. Мовла-заде В.З. Технологические процессы заточки режущих инструментов. - Баку, Элм, 1997. - 198 с. 2. Старков В.К. Обработка резанием. Управление стабильностью и качеством в автоматизированном производстве. - М.: Машиностроение, 1989. - 296 с. 3. Полетика М.Ф. Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента. М.: Машиностроение, 1969. - 148 с. 4. Резников А.Н., Резников М.А. Тепловые процессы в технологических системах. - М.: Машиностроение, 1990. - 288 с. 5. Маликов В.Н. Определение остроты режущего лезвия по изображению эллипса. Известия ВУЗов, «Машиностроение», 1961. № 4.

Статья поступила в редакцию 12.01.2001г.

## МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СИЛЫ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НЕЗАТОПЛЕННЫХ СТРУЙ

Нечепанов В.Г. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*In conditions of a full-scale brassboard the researches of force of hydrodynamic impact of high-head fluid jets are conducted. The set of non-linear mathematical models of a multiple regression for definition of force of impact of sprays is designed depending on design and regime parameters.*

Транспортирование сыпучих материалов под воздействием напорных незатопленных струй жидкости находит широкое применение в различных областях техники – в горном машиностроении в механо- гидродинамических системах выгрузки угля очистных комбайнов [1,2], в механо-обработывающем производстве в гидродинамических системах транспортирования и удаления металлической и неметаллической стружки из рабочей зоны [3-5] и др.

Предлагаются также новые направления использования смазывающе-охлаждающей жидкости, подаваемой в рабочую зону в виде напорных струй, в автоматизированном производстве:

- принудительное удаление стружки из зоны резания с целью предотвращения ее повторного затягивания (циркуляции). Особую актуальность этот вопрос имеет при фрезеровании глубоких и профильных пазов, фрезеровании лабиринтов и т.д.;
- очистка режущего инструмента от налипшей стружки (метчиков, пазовых и червячных фрез и др.) с целью исключения ее попадания в зону резания;
- очистка инструмента при обработке вязких материалов;
- очистка поверхностей шлифовальных кругов;
- защита от шаржирования поверхностей обрабатываемых заготовок;
- удаление стружки из труднодоступных полостей деталей при сборке;
- транспортирование мелких деталей к месту сборки;
- относительная ориентация и сборка деталей в струйных сборочных автоматах. Преимуществом такого варианта ориентации и сборки является отсутствие жесткого кинематического замыкания между ориентируемой деталью и ориентирующим устройством.

Для описания функционирования таких систем с целью их структурной и параметрической оптимизации необходимо использование зависимостей, отражающих связь между силой гидродинамического воздействия и параметрами систем (конструктивными и режимными). Наиболее удобной для практического использования формой представления такой связи является зависимость вида

$$F_{20} = f(p, d, L), \quad (1)$$



где  $F_{20}$  - сила гидродинамического воздействия незатопленной струи жидкости на преграду (поток сыпучего материала, поверхность детали и т.д.);  
 $p$  - начальное давление струи жидкости (у насадка);  
 $d$  - начальный диаметр струи (у насадка);  
 $L$  - расстояние от насадка до преграды.

Однако закономерности гидродинамического воздействия незатопленных струй жидкости в настоящее время изучены недостаточно, а универсальные зависимости вида (1) не установлены ввиду значительной сложности физической картины. Наиболее полно, по имеющимся данным, незатопленные струи жидкости изучены в работе [6], в которой выполнен комплекс исследований применительно к задачам гидромониторной разработки полезных ископаемых. К сожалению, эти исследования не охватывают область возможного изменения параметров рассматриваемых гидродинамических и механо-гидродинамических систем ( $p=1...5$  МПа,  $d=1,5...2,5$  мм). Анализ зависимостей, предложенных в работе [6], показал, что их использование применительно к этой области изменения параметров приводит к более чем 50% погрешности определения силы гидродинамического воздействия. Кроме того, предложенные в работе [6] расчетные зависимости имеют вид, неудобный для практического использования.

Изложенное определяет целесообразность экспериментального определения силы гидродинамического воздействия напорных водяных струй в области изменения конструктивных и режимных параметров изучаемых систем и исследование закономерностей ее формирования методами регрессионного анализа.

С целью получения достоверных данных, на основе положений теории планирования эксперимента разработана методика проведения экспериментальных исследований, которой предусматривалось проведение полнофакторного эксперимента (ПФЭ) вида  $4^3$ , определены необходимые число опытов и число их повторений в исследуемых точках факторного пространства.

Экспериментальные исследования проведены нами на натурном стенде, основными составными элементами которого являются:

- высоконапорная насосная установка ( $p=5$  МПа,  $Q=120$  л/мин);
- струеформирующий механизм с комплектом сменных насадков;
- тензометрический динамометр, измеряющий силу гидродинамического воздействия водяных струй;
- тензометрические манометры, измеряющие давление воды;
- измерительный комплекс, состоящий из тензометрического усилителя 8АНЧ, светолучевого осциллографа Н-117, линий связи, элементов управления и др.

Принятая конструкция стенда и схема измерений обеспечивают возможность варьирования параметров в исследуемой области их изменения с необходимой для получения достоверных данных дискретностью.

На рис.1 отдельные результаты экспериментальных исследований представлены в виде графиков поверхностей и карт линий уровней.

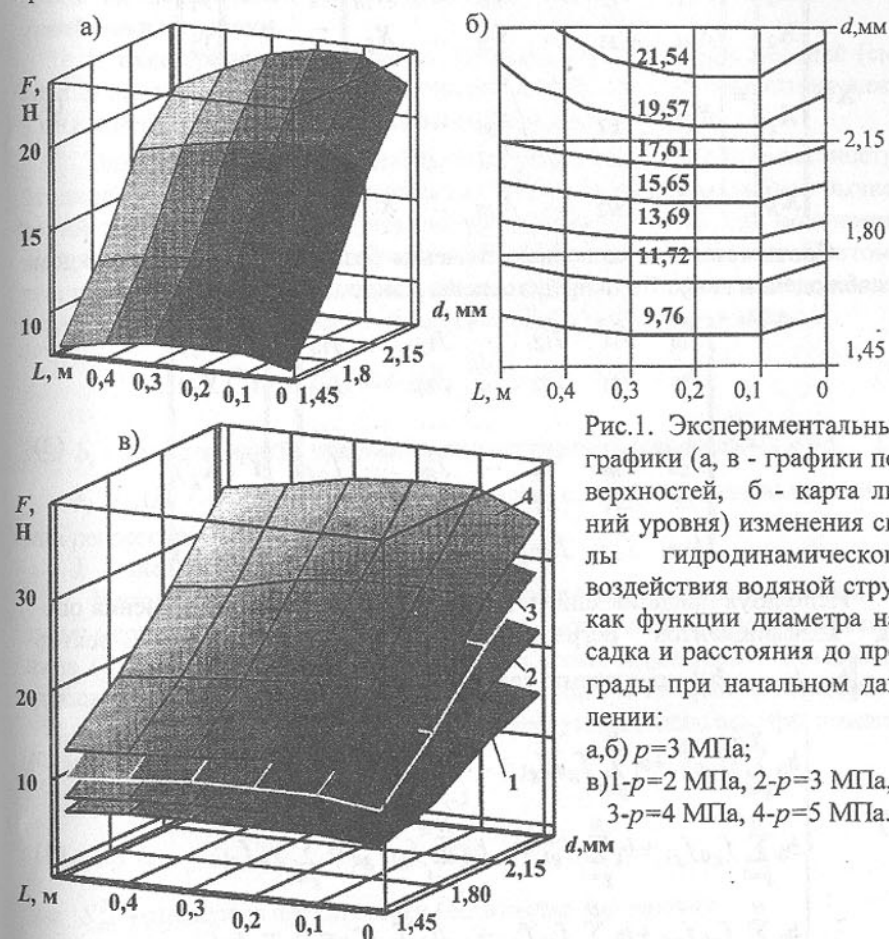


Рис.1. Экспериментальные графики (а, в - графики поверхностей, б - карта линий уровня) изменения силы гидродинамического воздействия водяной струи как функции диаметра насадка и расстояния до преграды при начальном давлении:

а,б)  $p=3$  МПа;  
 в) 1- $p=2$  МПа, 2- $p=3$  МПа,  
 3- $p=4$  МПа, 4- $p=5$  МПа.

Однородность дисперсий, определяющая пригодность полученных экспериментальных данных для проведения регрессионного анализа, подтверждена при помощи критерия Кохрена [7], расчетное и табличное значение которого составляет, соответственно  $G_{экс} = 0,028$  и  $G_{табл} = 0,06$ .

Полученные экспериментальные данные были использованы в качестве исходного материала для построения семейства линейных и нелинейных моделей множественной регрессии.



В общем случае исходным материалом для получения точечных оценок параметров регрессионной модели является набор из  $N$  наблюдений над значениями факторов  $X_1, X_2, \dots, X_n$  и отклика  $Y$ , которые могут быть представлены в виде [8]

$$\mathbf{X} = \begin{pmatrix} \mathbf{X}_1 \\ \mathbf{X}_2 \\ \dots \\ \mathbf{X}_g \\ \dots \\ \mathbf{X}_N \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_{11} & X_{12} & \dots & X_{1i} & \dots & X_{1n} \\ X_{21} & X_{22} & \dots & X_{2i} & \dots & X_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ X_{g1} & X_{g2} & \dots & X_{gi} & \dots & X_{gn} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ X_{N1} & X_{N2} & \dots & X_{Ni} & \dots & X_{Nn} \end{pmatrix}; \quad \mathbf{Y} = \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \dots \\ y_g \\ \dots \\ y_N \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Соответственно численные значения базисных функций в каждом из наблюдений могут быть представлены в виде

$$\mathbf{F} = \begin{pmatrix} f_{10} & f_{11} & f_{12} & \dots & f_{1j} & \dots & f_{1d} \\ f_{20} & f_{21} & f_{22} & \dots & f_{2j} & \dots & f_{2d} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ f_{g0} & f_{g1} & f_{g2} & \dots & f_{gj} & \dots & f_{gd} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ f_{N0} & f_{N1} & f_{N2} & \dots & f_{Nj} & \dots & f_{Nd} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{f}^T(\mathbf{X}_1) \\ \mathbf{f}^T(\mathbf{X}_2) \\ \dots \\ \mathbf{f}^T(\mathbf{X}_g) \\ \dots \\ \mathbf{f}^T(\mathbf{X}_N) \end{pmatrix}. \quad (3)$$

Используя представленную информацию, определяют значения оценок коэффициентов регрессии  $b_0, b_1, \dots, b_n$ , то есть вектор  $\mathbf{b}^T = \|b_0, b_1, \dots, b_d\|$ , из системы уравнений

$$\begin{cases} b_0 \sum_{g=1}^N [f_{g0}]^2 + b_1 \sum_{g=1}^N f_{g0} f_{g1} + \dots + b_d \sum_{g=1}^N f_{g0} f_{gd} = \sum_{g=1}^N y_g f_{g0}; \\ b_0 \sum_{g=1}^N f_{g0} f_{g1} + b_1 \sum_{g=1}^N f_{g1}^2 + \dots + b_d \sum_{g=1}^N f_{g1} f_{gd} = \sum_{g=1}^N y_g f_{g1}; \\ b_0 \sum_{g=1}^N f_{g0} f_{gd} + b_1 \sum_{g=1}^N f_{g1} f_{gd} + \dots + b_d \sum_{g=1}^N f_{gd}^2 = \sum_{g=1}^N y_g f_{gd}. \end{cases} \quad (4)$$

Далее регрессионная модель представляется в виде

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^N b_i x_i + \sum_{i=1}^N b_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j}^N b_{ij} x_i x_j + \sum_{i < j < l}^N b_{ijl} x_i x_j x_l + \dots \quad (5)$$

Например, кубическая трехмерная модель имеет вид:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_{12} x_1 x_2 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{112} x_1^2 x_2 + b_{122} x_1 x_2^2 + b_{111} x_1^3 + b_{222} x_2^3. \quad (6)$$

Из приведенных выражений видно, что для нелинейных моделей объем вычислительной работы существенно возрастает по сравнению с линейными моделями.

В тоже время оценка степени адекватности линейных моделей (см. табл.2) показала их практическую непригодность для использования даже в инженерных расчетах (максимальная погрешность  $>50\%$ ).

Для ее уменьшения рекомендуются различные приемы, в частности, "кодирование" величин, возводимых в степень, и др. Однако объем вычислений применительно к неавтоматизированным расчетам для полиномов высоких порядков и в этом случае остается весьма значительным. Поэтому при разработке нелинейных моделей использованы специальные компьютерные программы, для чего зависимость (1) представлена в виде

$$y = F_{2d}(d, L, p) = \sum_{i=0}^k b_i \cdot d^{I_i} \cdot L^{J_i} \cdot p^{G_i}, \quad (7)$$

где  $b_i$  - коэффициенты уравнения множественной регрессии ( $i = 0, 1, \dots, k$ );

$I_i, J_i, G_i$  - показатели степени при независимых переменных уравнения регрессии;

$k$  - число членов уравнения регрессии.

Используя изложенный подход, получены и проанализированы четырехмерные линейные и нелинейные модели множественной регрессии вида (7) 2...6 порядков (в табл.1 представлены параметры - показатели степеней и коэффициенты - четырехмерной модели четвертого порядка).

Адекватность разработанных моделей устанавливалась при помощи  $F$ -критерия Фишера [8]

$$F = \frac{S_{ad}^2}{S_e^2}, \quad (8)$$

где  $S_{ad}^2$  - дисперсия адекватности (остаточная дисперсия);

$S_e^2$  - дисперсия воспроизводимости эксперимента.

$$S_{ad}^2 = (\sum_{i=1}^N \Delta y_i^2) / N - l, \quad (9)$$

где  $y_i$  - разность между экспериментальным и вычисленным по уравнению регрессии значениями  $y$  в  $i$ -ой экспериментальной точке;  $l$  - число значимых коэффициентов в уравнении регрессии;

$N$  - число точек факторного пространства, в которых проводится эксперимент ( $N=96$ ).

Таблица 1. Параметры четырехмерной математической модели четвертого порядка

| $i$ | $I_i$ | $J_i$ | $G_i$ | $b_i$                  | $i$ | $I_i$ | $J_i$ | $G_i$ | $b_i$                  |
|-----|-------|-------|-------|------------------------|-----|-------|-------|-------|------------------------|
| 0   | 1     | 0     | 3     | $1,183 \cdot 10^{-5}$  | 18  | 2     | 0     | 1     | -0,123                 |
| 1   | 0     | 1     | 3     | $3,321 \cdot 10^{-7}$  | 19  | 3     | 0     | 1     | $2,527 \cdot 10^{-3}$  |
| 2   | 0     | 0     | 4     | $-8,232 \cdot 10^{-6}$ | 20  | 1     | 3     | 0     | $5,628 \cdot 10^{-6}$  |
| 3   | 0     | 0     | 3     | $1,124 \cdot 10^{-3}$  | 21  | 0     | 4     | 0     | $-8,464 \cdot 10^{-8}$ |
| 4   | 1     | 1     | 2     | $3,286 \cdot 10^{-6}$  | 22  | 0     | 3     | 0     | $-3,988 \cdot 10^{-6}$ |
| 5   | 0     | 2     | 2     | $1,897 \cdot 10^{-8}$  | 23  | 0     | 2     | 0     | $-6,053 \cdot 10^{-4}$ |
| 6   | 0     | 1     | 2     | $-4,465 \cdot 10^{-5}$ | 24  | 1     | 2     | 0     | $8,717 \cdot 10^{-4}$  |
| 7   | 0     | 0     | 2     | -0,048                 | 25  | 2     | 2     | 0     | $-3,38 \cdot 10^{-4}$  |
| 8   | 1     | 0     | 2     | $-8,231 \cdot 10^{-3}$ | 26  | 0     | 1     | 1     | -0,114                 |
| 9   | 2     | 0     | 2     | $1,624 \cdot 10^{-3}$  | 27  | 1     | 1     | 0     | 0,164                  |
| 10  | 1     | 2     | 1     | $-5,26 \cdot 10^{-6}$  | 28  | 2     | 1     | 0     | -0,088                 |
| 11  | 0     | 3     | 1     | $1,637 \cdot 10^{-7}$  | 29  | 3     | 1     | 0     | 0,016                  |
| 12  | 0     | 2     | 1     | $-6,102 \cdot 10^{-6}$ | 30  | 0     | 0     | 0     | 0,082                  |
| 13  | 0     | 1     | 1     | $2,484 \cdot 10^{-3}$  | 31  | 1     | 0     | 0     | -4,971                 |
| 14  | 1     | 1     | 1     | $-9,45 \cdot 10^{-4}$  | 32  | 2     | 0     | 0     | -5,051                 |
| 15  | 2     | 1     | 1     | $2,723 \cdot 10^{-4}$  | 33  | 3     | 0     | 0     | 3,917                  |
| 16  | 0     | 0     | 1     | 0,638                  | 34  | 4     | 0     | 0     | -0,696                 |
| 17  | 1     | 0     | 1     | 0,575                  |     |       |       |       |                        |

Число степеней свободы для дисперсии адекватности  $f_{ad}=N-1$

$$S_a^2 = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{g=1}^n (y_{ig} - \bar{y}_i)^2}{N(n-1)}; \quad \bar{y}_i = \frac{1}{n} \sum_{g=1}^n y_{ig} \quad (i=1, N; g=1, n) \quad (10)$$

где  $y_{ig}$  - результат наблюдения в отдельном опыте;

$\bar{y}_i$  - среднее значение из  $n$  повторных опытов;

$n$  - число повторных измерений во всех точках (число параллельных опытов  $n=3$ ).

Число степеней свободы для дисперсии воспроизводимости

$$f_g = N(n-1). \quad (11)$$

Из анализа табл. 2, в которой приведены данные для оценки адекватности и точности разработанных моделей, следует:

- линейная модель не отвечает как требованиям адекватности, так и требованиям инженерной точности - ее максимальная погрешность значительно превышает 5% (66%);

- все нелинейные модели отвечают требованиям адекватности, однако модели 2-го и 3-го порядков не отвечают требованиям инженерной точности

(максимальная погрешность превышает 5% и составляет соответственно 11,2% и 7,4%);

- требованиям адекватности и инженерной точности (максимальная погрешность менее 5%) отвечают нелинейные модели четвертого и более высоких порядков.

Таблица 2. Данные для оценки адекватности и точности моделей

| Порядок полинома $m$                                          | 1                    | 2                     | 3                     | 4                     | 5                     | 6                     |
|---------------------------------------------------------------|----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| Дисперсия адекватности $S_{ad}^2$                             | 0,046                | $4,04 \times 10^{-3}$ | $1,41 \times 10^{-3}$ | $5,53 \times 10^{-4}$ | $4,85 \times 10^{-4}$ | $4,50 \times 10^{-4}$ |
| Число степеней свободы $f_{ad}$                               | 92                   | 86                    | 76                    | 61                    | 40                    | 12                    |
| Дисперсия воспроизводимости $S_g^2$                           | $8,36 \cdot 10^{-3}$ |                       |                       |                       |                       |                       |
| Число степеней свободы $f_g$                                  | 192                  |                       |                       |                       |                       |                       |
| Критерий Фишера $F$ (расчетное значение)                      | 5,5                  | 0,48                  | 0,17                  | 0,066                 | 0,058                 | 0,054                 |
| Табличное значение критерия Фишера (при 5% уровне значимости) | 1,35                 | 1,36                  | 1,39                  | 1,44                  | 1,54                  | 2,24                  |
| Средняя погрешность $\Delta_{cp}, \%$                         | 12,1                 | 3,3                   | 1,8                   | 0,9                   | 0,7                   | 0,4                   |
| Максимальная погрешность $\Delta_{max}, \%$                   | 66,1                 | 11,2                  | 7,4                   | 3,7                   | 2,6                   | 1,1                   |

Рассматриваемые четырехмерные модели, отвечая предъявленным требованиям проектирования гидродинамических и механо- гидродинамических систем, в тоже время не позволяют выполнить графическую интерпретацию и визуализацию полученных результатов. Кроме того, для решения ряда проектных задач более удобными являются именно трехмерные модели. Поэтому, используя изложенную выше методику, создано семейство трехмерных моделей множественной регрессии для фиксированных дискретных значений  $p = \text{const} = 2; 3; 4; 5$  МПа 2...6-го порядков в виде

$$y' = F'_{ad}(d, L) = \sum_{i=0}^k b'_i \cdot d^{L_i} \cdot L^{J_i}. \quad (12)$$

Анализ трехмерных моделей, графическая интерпретация ряда из которых представлена на рис.2 и рис.3, показал, что в отношении их действительны все принципиальные выводы, которые сделаны выше применительно к четырехмерным моделям. В частности, на рис.2 визуально различима существенная разница между линейной и нелинейными моделями, а также между нелинейными моделями различных степеней.

#### Выводы.

1. Разработаны и апробированы методика и средства компьютерного моделирования (путем создания линейных и нелинейных математических моделей множественной регрессии) силы гидродинамического воздействия

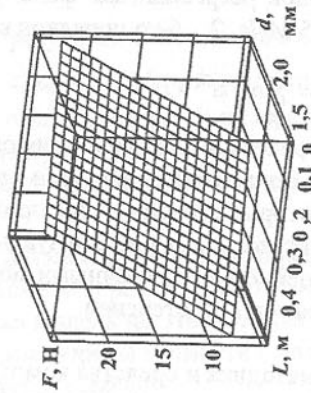
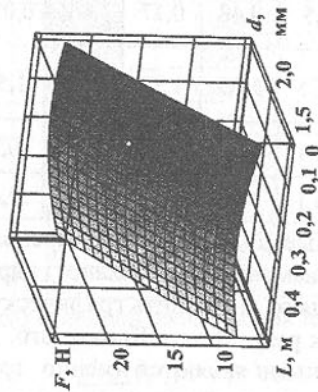
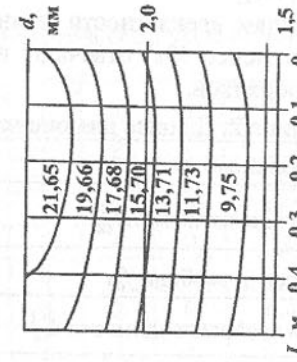
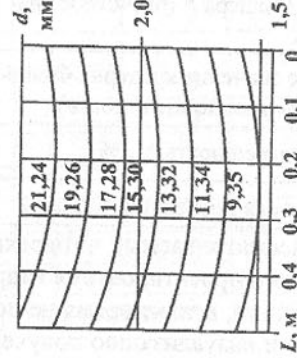
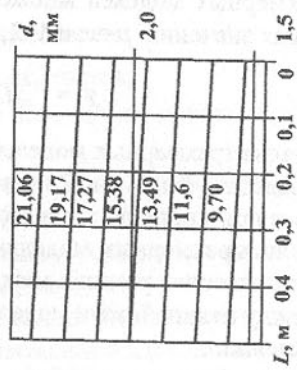
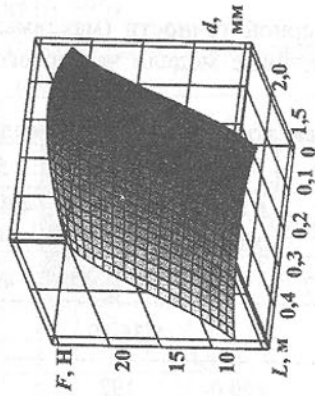
$m = 1$  $m = 2$  $m = 4$ 

Рис.2. Графики трехмерных моделей для значения давления  $p = 3$  МПа при порядке полиномов  $m = 1$ ,  $m = 2$ ,  $m = 4$  (а – графики поверхностей; б – карты линий уровней).

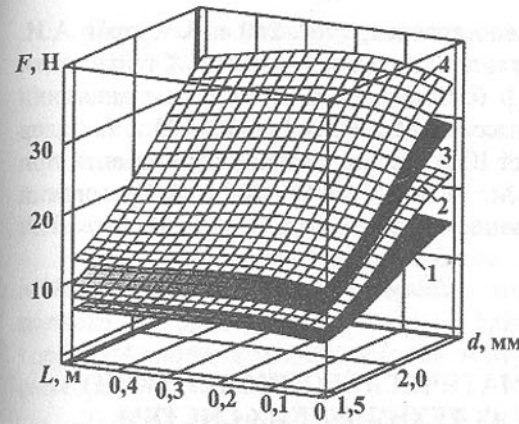


Рис.3. Графики поверхностей трехмерных моделей (порядок полиномов  $m=4$ ) при начальном давлении: 1- $p=2$  МПа, 2- $p=3$  МПа, 3- $p=4$  МПа, 4- $p=5$  МПа.

струй жидкости заданной степени адекватности и точности на основании безыскаженных экспериментальных данных, получаемых в условиях полноразмерного натурного стенда.

2. Разработано семейство четырехмерных нелинейных моделей для определения силы гидродинамического воздействия напорных струй жидкости в диапазоне функционирования струеформирующих механизмов механо-гидродинамических систем выгрузки очистных комбайнов и гидродинамических

систем транспортирования и удаления металлической и неметаллической стружки из рабочей зоны. Разработанные модели позволяют определять силу гидродинамического воздействия в зависимости от изменения основных конструктивных и режимных параметров систем – диаметра насадка, расстояния до препятствия и давления жидкости.

3. Разработано семейство трехмерных нелинейных моделей для определения силы гидродинамического воздействия, позволяющих визуализировать результаты моделирования и расчетов.

4. Наиболее целесообразными для практического использования с целью решения поставленных задач являются нелинейные модели четвертого порядка, обеспечивающие приемлемую степень адекватности и точности (максимальная погрешность не превышает 5%). Модели более высоких порядков являются существенно более громоздкими (хотя и вполне приемлемыми для расчетов при помощи ЭВМ), а модели более низких порядков не обеспечивают необходимую степень адекватности и точности.

**Список литературы:** 1. Нечепав В.Г. Разработка исполнительного органа повышенной погрузочной способности для очистных комбайнов, работающих в условиях тонких пластов // Известия вузов. Горный журнал. – 1996. – №1. – С.110-114. 2. Nechepaev V.G. Synthesis of Mechano- Hydrodynamic Actuators of Coal Cutter-Loader // 4. Magdeburger Maschinenbau-Tage. - Tagungsband I. - Logos Verlag Berlin, 1997. - p. 35 - 43. 3. Куприн А.И., Тихонцов А.М. Гидротранспорт стружки. М: Машиностроение, 1978. 80 с. 4. Власов А.Ф. Удаление пыли и стружки от режущих инструментов. -3-е



изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1982.-240 с. 5. Куприн А.И. Гидротранспорт стружки с импульсной подачей жидкости //Станки и инструмент. - 1975. - № 12. - С.11. 6. Шавловский С.С. Основы динамики струй при разрушении горного массива. М. "Наука", 1979. 173 с. 7. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий - М.: "Наука", 1976. - 280 с. 8. Красовский Г.И., Филаретов Г.Ф. Планирование эксперимента. - Мн.: Изд-во БГУ, 1982. - 302 с.

Статья поступила в редакцию 24.01.2001г.

## ФОРМАЛИЗАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОГО ЭКСПЕРИМЕНТА ПРИ ИССЛЕДОВАНИЯХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Нижник Н.В., Сидоров В.А., Нижник А.В.,  
Ошовская Е.В., Руденко Р.В.  
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*The formalization algorithm of mathematical experiment using methods of experimental design is described. It allows to sample the parameter value definition and to increase the tolerance of investigation results.*

Решение многих задач, связанных с проектированием и исследованием технических систем, сопряжено с выводом и анализом различных зависимостей в функциональном, матричном и др. видах [1].

Достоверность получаемых результатов исследований определяется принятыми методами их проведения. В настоящее время при выполнении экспериментальных и теоретических исследований широко применяются методы планирования экспериментов, характеризующиеся высокой достоверностью и эффективностью [2]. В этом случае результатом исследований является полиномиальная зависимость первого, второго или более высокого порядка, связывающая параметр (выходную переменную) и влияющие факторы (входные переменные). Кроме того методы планирования экспериментов позволяют установить значимость факторов и степень их влияния на параметр.

Эта особенность особенно важна при выполнении математических экспериментов, связанных с решением задач по определению оптимальных параметров систем или анализом существующих аналитических зависимостей, описывающих состояние процессов, машин и их элементов. В этих случаях планирование эксперимента позволяет: исключить из списка варьируемых переменных, по которым проводится оптимизация, незначимые, и уменьшить размерность факторного пространства; или получить более простую для использования и анализа влияния переменных полиномиальную зависимость за счет исключения переменных, имеющих низкие уровни значимости.

Основными этапами проведения планированных экспериментов являются [2, 3]: 1) выбор факторов (переменных) и исследуемого параметра; 2) назначение уровней варьирования факторов; 3) построение плана-матрицы эксперимента; 4) определение значений параметра в соответствии с планом эксперимента; 5) расчет значений коэффициентов регрессии полиномиального уравнения; 6) оценка значимости факторов; 7) проверка адекватности полученного полиномиального уравнения.

При выполнении математических планированных экспериментов наиболее трудоемкими являются 3 и 4 этапы. Например, при выполнении полного факторного эксперимента по плану второго порядка и числе факторов  $n=4$  матрица эксперимента состоит из 27 строк (опытов), при числе факторов  $n=6$  - из 79 строк.

В связи с вышеизложенным для снижения трудоёмкости проведения математических планированных экспериментов авторами разработан алгоритм для формализации процедуры определения значений исследуемого параметра в соответствии с планом-матрицей эксперимента (этапы 3 и 4).

Исходными данными для решения поставленной задачи являются: 1) функция исследуемого параметра  $y=f(\bar{x})$  (в аналитическом, матричном и др. виде); 2) матрица уровней варьирования факторов  $[UR]_{2,n}$ , где  $\bar{x}$  - вектор факторов,  $\bar{x}=(x_1, x_2, \dots, x_n)$ ;  $n$  - длина вектора  $\bar{x}$  (число факторов в эксперименте). В первой строке матрицы  $[UR]$  расположены нижние уровни факторов  $\bar{x}$ , во второй строке - верхние уровни.

Решение задачи выполняется поэтапно. На первом этапе генерируется план эксперимента в кодированных переменных. Далее на втором этапе на его основе согласно заданным уровням варьирования факторов формируется план-матрица эксперимента. После чего выполняется определение значений исследуемого параметра по зависимости  $y=f(\bar{x})$  в каждой строке плана.

Рассмотрим основу вычислительного алгоритма, реализующего описанные этапы.

1. Генерация плана эксперимента.

1. Формирование массива  $[X]_{2^n,n}$  плана эксперимента, содержащего верхние и нижние уровни варьирования в кодированном виде ( $\pm 1$ ), по правилу:

$$X_{ij} = \begin{cases} +1, & \text{если } \frac{i}{2^{j-1}} - \left\lfloor \frac{i}{2^{j-1}} \right\rfloor = 0 \\ -1, & \text{в противном случае} \end{cases}, \quad i=1 \dots 2^n, j=1 \dots n,$$

где  $\lfloor \cdot \rfloor$  - целая часть результата деления.

2. Формирование массива "звёздных точек"  $[W]_{2n,n}$  для планов второго порядка:

$$W_{ij} = \begin{cases} +\alpha, & \text{если } i = 2j + 1, \\ -\alpha, & \text{в противном случае,} \end{cases} \quad i=1...2n, \quad j=1...n,$$

где  $\alpha$  – значение фактора в "звездной точке" [3].

3. Формирование матрицы  $[R]_{z,n}$  с нулевыми значениями факторов, соответствующими центру плана ( $z$  – число опытов в центре плана [2]).

$$R_{ij}=0, \quad i=1...z, \quad j=1...n.$$

4. Формирования плана эксперимента  $[PLAN]_{(2^n + 2n+z),n}$  путем слияния полученных матриц  $[X]$ ,  $[W]$ ,  $[R]$ :

$$[PLAN]_{(2^n + 2n+z),n} = [X]_{i \max, n} + [W]_{2n, n} + [R]_{z, n}.$$

Здесь символ "+" означает увеличение размера первого слагаемого на число строк второго слагаемого, с присвоением им значений второго слагаемого.

II. Формирование матрицы  $[S]_{(2^n + 2n+z),n}$  на основе плана эксперимента  $[PLAN]_{(2^n + 2n+z),n}$  согласно заданным уровням варьирования факторов.

Условия формирования элементов матрицы  $[S]$ :

- 1) если  $PLAN_{ij}=0$ , то  $S_{ij} = \frac{UR_{2j} + UR_{1j}}{2}$ , т.е. элементам массива присваиваются значения, соответствующие среднему уровню варьирования факторов;
- 2) если  $PLAN_{ij} = -1$ , то  $S_{ij} = UR_{1j}$ , т.е. элементу массива присваиваются значения, соответствующие нижнему уровню варьирования факторов;
- 3) если  $PLAN_{ij} = 1$ , то  $S_{ij} = UR_{2j}$ , т.е. элементу массива присваиваются значения, соответствующие верхнему уровню варьирования факторов;
- 4) если  $PLAN_{ij} < -1$  (нижняя "звёздная точка") или  $PLAN_{ij} > 1$  (верхняя "звёздная точка"), то элементам массива присваиваются значения:

$$S_{ij} = \frac{UR_{2j} + UR_{1j}}{2} + PLAN_{ij} \frac{UR_{2j} - UR_{1j}}{2}.$$

III. Определение значений исследуемого параметра производится вычислением зависимости  $f(\bar{x})$  с аргументом  $\bar{x} = (S_{i1}, S_{i2}, S_{i3}, \dots, S_{in})$  для каждой строки плана эксперимента  $i \in 1...2^n + 2n + z$ .

В соответствии с представленным алгоритмом составлена программа для прикладного пакета MathCAD 7.0. Расчет коэффициентов регрессии полиномиального уравнения, проверка их значимости по критерию Стьюдента и проверка адекватности полученного уравнения по критерию Фишера выполняется по известным зависимостям метода планирования эксперимента [2, 3] в этой же программе, имеется также возможность для экспорта полученных значений параметра в прикладные программы STATISTICA или STATGRAFICS для дальнейших обработки и анализа.

На основании представленного алгоритма авторами проведены математические эксперименты по обоснованию значимых переменных: при выполнении оптимизации геометрических параметров систем гидроцилиндр-энергоаккумулятор; при определении факторов, обуславливающих уровень вибрации опорного узла металлургических машин [4]; при выводе полиномиальной зависимости между числом неисправностей объекта и значениями диагностических параметров [5], а также при моделировании напряженно-деформированного состояния деталей шибера затвора.

Рассмотрим некоторые примеры использования разработанного алгоритма.

**Пример 1.** Выявление значимых переменных при оптимизации системами гидроцилиндр-энергоаккумулятор.

Для повышения надежности металлургических машин предложено использовать в их приводах предохранительно-демпфирующие муфты, снабженные системами гидроцилиндр-энергоаккумулятор. Давление в энергоаккумуляторе  $p$  описывается аналитической зависимостью:

$$p = \frac{4P}{\pi d_z^2} - \frac{\rho v^2}{2} \left( \frac{d_z}{d} \right)^4 \left[ 0.3 \left( 1 - \left( \frac{d}{d_z} \right)^2 \right) + \left( 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right)^2 \right], \quad (1)$$

где  $P$  – усилие на штоке гидроцилиндра;

$d_z$  – диаметр гидроцилиндра;

$d$  – диаметр проволоки;

$D$  – наружный диаметр гидроцилиндра;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости в гидроцилиндре;

$v$  – скорость приложения нагрузки к штоку гидроцилиндра.

Одним из основных требований, предъявляемым к таким техническим системам является минимум их габаритов. Представленная функция давления  $p$  зависит от пяти переменных. Чтобы сократить трудоемкость вычислений и размерность факторного пространства при решении задачи оптимизации габаритов систем гидроцилиндр-энергоаккумулятор, необходимо установить значимость переменных, входящих в зависимость (1).

С этой целью был проведен планированный математический эксперимент по плану первого порядка ( $2^5$ ). Параметром являлось давление в энергоаккумуляторе  $p$ , факторами – переменные  $P$ ,  $d_z$ ,  $d$ ,  $D$ ,  $v$ . С помощью разработанного алгоритма была составлена план-матрица эксперимента, количество опытов в которой равнялось 34. Уровни варьирования факторов приняты с учетом особенностей применения предохранительно-демпфирующих муфт в приводах металлургических машин. Значения параметра в каждом опыте определялось по зависимости (1), которая была внесена в программу.

В результате эксперимента доказана незначимость скорости приложения нагрузки на работу предохранительно-демпфирующих муфт, снаб-



жённых системой гидроцилиндр-энергоаккумулятор, в металлургических машинах, работающих в диапазонах угловых скоростей  $\omega \in (0...3) \text{ с}^{-1}$  и крутящих моментов  $M \in (10...100) \text{ кН}\cdot\text{м}$ . Дальнейшая оптимизация параметров гидроцилиндров выполнялась по критерию минимума наружного диаметра гидроцилиндра.

**Пример 2.** Определение факторов, обуславливающих уровень вибрации опорного узла металлургических машин.

При оценке технического состояния механизмов металлургических машин используется контроль вибраций. В любой машине можно выделить опорный узел, представляющий собой техническую систему, в состав которой входят вращающийся вал с зубчатыми колесами; подшипники качения и часть корпуса (опора). Допустимый уровень виброперемещения  $A$  опорного узла можно рассчитать по аналитической зависимости:

$$A = \frac{P_0 C_1}{(C_1 + C_2 - m_2 \omega^2)(C_1 - m_1 \omega^2) - C_1^2}, \quad (2)$$

где  $P_0$  - сила, действующая на узел (нагрузка на подшипник);

$C_1$  - жесткость подшипника качения;

$C_2$  - жесткость опоры;

$m_1$  - масса вала в сборе;

$m_2$  - масса опоры;

$\omega$  - угловая скорость вращения вала.

Процесс вычисления по зависимости (2) не вызывает затруднений, однако определение исходных данных связано с некоторыми трудностями и допущениями, в частности, при нахождении жесткостей подшипника и опоры, что может повлиять на конечный результат.

Поэтому необходимо было изучить степень влияния переменных, входящих в зависимость (2), на выходной параметр  $A$  и получить полиномиальное уравнение регрессии для его определения.

Для решения поставленной задачи был проведен математический эксперимент с использованием метода планирования эксперимента по плану второго порядка  $2^6$ . Факторами приняты: масса вала ( $X_1$ ), масса опоры ( $X_2$ ), жесткость подшипника ( $X_3$ ), жесткость опоры ( $X_4$ ); радиальная нагрузка на подшипник ( $X_5$ ) и угловая скорость вала ( $X_6$ ). В качестве параметра ( $Y$ ) принято виброперемещение опорного узла  $A$ . Интервалы варьирования факторов выбирались с целью перекрытия области определения факторов.

По разработанному алгоритму формализации планированного эксперимента была составлена план-матрица, содержащая 91 строку и 6 столбцов. Значения звездных точек равнялись  $\alpha=2.828$ . В центре плана проводилось 15 опытов. И в соответствии с планом по зависимости (2) определены значения параметра  $Y$ . Коэффициенты уравнения регрессии определялись по общепринятой методике с использованием пакета приклад-

ных программ STATISTICA. Проверка значимости коэффициентов регрессии проводилась с использованием критерия Стьюдента.

В результате значимыми оказались факторы  $X_4$  и  $X_5$ , соответствующие жесткости опоры и силе, действующей на подшипник. А полиномиальное уравнение (в кодированном виде), отражающее зависимость колебаний опоры (мм) от рассматриваемых факторов имеет вид:

$$Y = 105.22 - 44.419X_4 + 32.712X_5 + 20.995X_4^2 - 8.942X_4X_5.$$

Адекватность полученного уравнения регрессии подтверждена проверкой по критерию Фишера, средняя ошибка вычисления значений виброперемещения составляет 8.4 %.

Таким образом, в результате проведения математического планированного эксперимента установлено, что при расчете допустимых значений вибрации опорного узла наибольшая точность необходима при определении нагрузки на подшипник  $P_0$  и жесткости опоры  $C_2$ . Также получено полиномиальное уравнение для определения допустимых уровней виброперемещения с достаточной для технических расчетов точностью, используя которое можно сократить количество вычислительных операций в 1.5 раза.

**Пример 3.** Вывод зависимости для расчета максимальных напряжений в огнеупорных элементах трехплитного шибберного затвора.

Исследования напряженно-деформированного состояния основных элементов трехплитного шибберного затвора показали, что напряжения, возникающие в огнеупорных плитах, являются сложной функцией и зависят от шести переменных (факторов):

$$\sigma = f(B, H, L_x, E, \mu, P),$$

где  $B, H$  - ширина, высота огнеупорных плит;

$L_x$  - ход средней плиты затвора;

$E, \mu$  - модуль Юнга и коэффициент Пуассона материала огнеупорных плит;

$P$  - сила прижатия плит.

Определение значений напряжений в огнеупорных плитах шибберного затвора выполняется методом конечных элементов, для реализации которого была разработана специальная программа. При этом время вычисления напряжений зависит от схемы разбиения на конечные элементы и может составлять от 5 до 20 мин. для компьютера класса Pentium II. Поэтому необходимо было установить влияние каждого из перечисленных факторов, выявить значимые, и получить уравнение регрессии для определения максимального напряжения в огнеупорных плитах затвора, с целью упрощения процедуры расчета и сокращения затрачиваемого времени.

Для решения поставленной задачи был проведен планированный математический эксперимент по плану первого порядка  $2^6$ . Параметром  $Y$  выступало максимальное напряжение в огнеупорных плитах  $\sigma_{\max}$ . Уровни варьирования факторов  $B, H, L_x$  выбирались с учетом существующих раз-



меров плит для шибберных затворов. Диапазон изменения факторов  $E$  и  $\mu$  принят с учетом температурного влияния. Диапазон изменения усилия прижатия плит принят в соответствии с существующими рекомендациями.

С помощью разработанного алгоритма формализации планирования эксперимента была составлена матрица планирования, по которой были выполнены 64 математических опыта по определению  $\sigma_{\max}$  в плитах с использованием метода конечных элементов. Дальнейшая обработка результатов эксперимента позволила получить зависимость между максимальным напряжением, возникающим в огнеупорных плитах затвора, и факторами планированного эксперимента:

$$\sigma_{\max} = \exp(-8,796 + 7,480 \cdot 10^{-6} \cdot P + 31,915 \cdot H + 1,438 \cdot 10^{-10} \cdot E + 45,849 \cdot \mu - 2,600 \cdot 10^{-10} \cdot E \cdot \mu - 219,073 \cdot H \cdot \mu - 6,015 \cdot 10^{-10} \cdot L_x \cdot E + 46,619 \cdot L_x). \quad (3)$$

Экспериментальная проверка полученной зависимости была выполнена в лабораторных условиях, ошибка расчетного и измеренного значения составила 10,46%. Таким образом, использование зависимости (3) позволяет с достаточной для технических расчетов точностью определять значения максимальных напряжений в огнеупорных плитах шибберного затвора, а также сокращает время и трудоемкость вычислений в 5-10 раз.

**Вывод.** Разработан алгоритм, полностью формализующий процедуру проведения математических экспериментов, что позволяет снизить трудоемкость их проведения и повысить эффективность исследований за счёт исключения возможных ошибок при определении значений исследуемых параметров по плану эксперимента. Результатом разработок является пакет программ, реализующий алгоритм. По вопросам его приобретения обращаться на кафедры "Сопротивление материалов" и МОЗЧМ ДонГТУ.

**Список литературы:** 1. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1970. – 720 с. 2. Техника эксперимента и основы научных исследований металлургических машин и агрегатов. – К.: УМК ВО, 1989. – 138 с. 3. Винарский М.С., Жадан В.Т., Кулак Ю.Е. Математическая статистика в черной металлургии. – К.: Техніка, 1973. – 220 с. 4. Седуш В.Я., Сидоров В.А., Ошовская Е.В. Определение допустимых вибраций редукторов металлургических машин // Защита металлургических машин от поломок: Сб. науч. тр. – Вып. 2. – Мариуполь, 1997. – С. 151-154. 5. Интегральный показатель технического состояния машин / В.А. Сидоров, Н.В. Нижник, Е.В. Ошовская, А.В. Нижник // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Междунар. сб. научных трудов. – Вып. 10. – Донецк: ДонГТУ, 2000. – С. 226-231.

Статья поступила в редакцию 24.01.2001г.

## РАСЧЕТ СИЛЫ РЕЗАНИЯ ПРИ ШЛИФОВАНИИ НАРУЖНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЭЛАСТИЧНЫМИ КРУГАМИ-ЩЕТКАМИ.

Проволоцкий А.Е., Неруб С. Л. (НМетАУ, г. Днепрпетровск, Украина)

*In this article the calculations on definition of expression of force of cutting for a case of processing of an outside cylindrical surface are executed.*

Правильный выбор режимов резания является одним из основных этапов при разработке рациональных технологических процессов и оптимального (по стойкости) использования режущего инструмента. Практический опыт использования эластичных кругов-щеток на различных технологических операциях показал, что вопрос определения величин силовых параметров для этого вида инструмента недостаточно изучен. В известных научных трудах предлагается определять их в конкретных производственных условиях. Но этот способ не является достаточно точным и не гарантирует определение значений параметров в оптимальном интервале.

В настоящей работе представлены результаты исследований методики определения оптимальных силовых параметров шлифования эластичными кругами с использованием некоторых аналогий, наблюдаемых при шлифовании лепестковыми кругами [1], если эластичный круг-щетку представить как лепестковый круг, разрезанный на отдельные волокна. При таком конструктивном исполнении круга физическая сущность контактного взаимодействия его с обрабатываемой поверхностью значительно изменится [2].

В технологических исследованиях всегда будут представлять интерес контактные взаимодействия кругов с плоскими и цилиндрическими наружными и внутренними поверхностями. Согласно методик [1-2] в настоящей работе поставлена задача исследовать контактное взаимодействие эластичных кругов с наружными цилиндрическими поверхностями.

Одним из основных параметров процесса резания является сила резания. Согласно методик [1, 2] зависимость для определения величины силы резания имеет вид:

$$P_z = f \cdot Cr \cdot \int_{\varphi_0}^{+\varphi_0} (r_0 - r(\varphi)) \cdot (\cos^2 \gamma) \cdot d\varphi, \quad (1)$$

где  $P_z$  – тангенциальная составляющая силы резания;  $f$  – коэффициент резания;  $Cr$  – радиальная жесткость единичного сектора;  $\varphi_0$  – половина опорного угла инструмента;  $r_0$  – свободный радиус круга (при отсутствии радиальной или окружной силы).

Как следует из [2], зона контакта эластичного круга-щеточки с обрабатываемой поверхностью соответствует выбранной модели, а, следовательно, можно использовать представленное выражение с последующими изменениями, касающимися особенностей контактного взаимодействия об-

рабатываемых поверхностей с кругами-щетками.

Величина силы резания (1) имеет общий вид. Поэтому, учитывая особенности зоны контакта инструмента с обрабатываемой наружной цилиндрической поверхностью и уравнение (1) была поставлена задача получить конечное выражение для определения граничных условий и величины силы резания, полученные методом интегрирования.

При контакте с наружной цилиндрической поверхностью, эластичный инструмент деформируется, в результате чего образуется площадка контакта, ограниченная опорным углом, величина которого определяет условия обработки наружной цилиндрической поверхности. Поэтому при аналитических расчетах первоначально необходимо определить величину этого угла с учетом деформации инструмента. Исходя из геометрии зоны контакта круга-щеточки с наружной цилиндрической поверхностью, рассмотрим треугольник  $AOO_1$  (рис. 1), в котором:

$$S_{AOO_1} = 1/2 \cdot OO_1 \cdot AD = \sqrt{p \cdot (p-a) \cdot (p-b) \cdot (p-c)}, \quad (2)$$

где  $OO_1$  — основание треугольника  $AOO_1$ ;  $AD$  — высота треугольника  $AOO_1$ ;  $p$  — полупериметр;  $S_{AOO_1}$  — площадь треугольника  $AOO_1$ ;  $a, b, c$  — стороны треугольника  $AOO_1$ .

$$AD = r_o \cdot \sin \varphi_o, \quad (3)$$

где  $r_o$  — радиус круга;  $\sin \varphi_o$  — синус угла контакта.

$$\sin \varphi_o = \frac{2 \cdot \sqrt{p \cdot (p-a) \cdot (p-b) \cdot (p-c)}}{OO_1 \cdot r_o}, \quad (4)$$

где  $OO_1 = c$ ;

$$p = (a+b+c)/2;$$

$h$  — величина деформации круга;

$$a = r_o,$$

$$b = R_d,$$

$$c = r_o + R_d - h;$$

$R_d$  — радиус обрабатываемой детали.

Опуская аналитические преобразования,

получим выражение:

$$\sin \varphi_o = \frac{2 \cdot \sqrt{(r_o(\eta+1) - 0,5h) \cdot (r_o - 0,5h) \cdot (r_o\eta - 0,5h) \cdot 0,5h}}{(r_o(\eta+1) - h) \cdot r_o}, \quad (5)$$

$$\text{где } \eta = \frac{R_d}{r_o}$$

Как следует из выражения (4), величина опорного угла зависит от величины деформации инструмента  $h$ . Изменяя деформацию круга, можно регулировать режим обработки.

Для определения конечного выражения силы резания, используем выражение (1) согласованное с соотношениями [1]:

$$r(\varphi) = r_o(m \cdot \cos \varphi - \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi}),$$

$$\gamma = \arcsin(\sin \varphi \cdot \frac{(m \cdot \cos \varphi - \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi})}{\eta})$$

$$\begin{aligned} \cos^2 \gamma &= 1 - \sin^2 \varphi = 1 - \left( \frac{m \cdot \cos \varphi - \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi}}{\eta} \cdot \sin \varphi \right)^2 = \\ &= 1 - \left( \frac{1/4 m^2 \cdot \sin^2 2\varphi - m \cdot \sin 2\varphi \cdot \sin \varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi}}{\eta^2} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{(\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi) \sin^2 \varphi}{\eta^2} \right) = 1 - \frac{m^2 \cdot \sin^2 2\varphi}{4\eta^2} - \sin^2 \varphi - \frac{m^2 \sin^4 \varphi}{\eta^2} + \\ &\quad + \frac{m \cdot \sin 2\varphi \cdot \sin \varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi}}{\eta^2}. \end{aligned} \quad (6)$$

Подставив уравнения (5, 6) в (1), получим выражение для определения силы резания  $P_z$ :

$$\begin{aligned} P_z &= f \cdot Cr \cdot \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \left[ r_o - r_o \cdot m \cdot \cos \varphi + r_o \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right] \times \left[ 1 - \frac{m^2 \cdot \sin^2 2\varphi}{4\eta^2} - \right. \\ &\quad \left. - \sin^2 \varphi - \frac{m^2 \sin^4 \varphi}{\eta^2} + \frac{m \cdot \sin 2\varphi \cdot \sin \varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi}}{\eta^2} \right] d\varphi \end{aligned} \quad (7)$$

Выполнив преобразования уравнения (7) и разложив на отдельные интегралы, получим выражение:

$$\begin{aligned} P_z &= f \cdot Cr \cdot \left[ \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} r_o d\varphi - \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} r_o \cdot m \cdot \cos \varphi d\varphi + \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} r_o \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi} d\varphi - \right. \\ &\quad - \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \frac{r_o \cdot m^2 \cdot \sin^2 2\varphi}{4\eta} d\varphi + \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \frac{r_o \cdot m \cdot \sin 2\varphi \cdot \sin \varphi}{\eta} \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi} d\varphi - \\ &\quad - \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} r_o \sin^2 \varphi d\varphi - \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \frac{r_o \cdot m^2 \sin^4 \varphi}{\eta^2} d\varphi + \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \frac{r_o \cdot m^3 \cdot \cos \varphi \cdot \sin^2 2\varphi}{4\eta^2} d\varphi - \\ &\quad - \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \frac{r_o \cdot m^2 \cos \varphi \cdot \sin 2\varphi \cdot \sin \varphi}{\eta^2} \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi} d\varphi + \\ &\quad \left. + \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} r_o \cdot m \cdot \cos \varphi \cdot \sin^2 \varphi d\varphi + \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \frac{r_o \cdot m^3 \cdot \cos \varphi \cdot \sin^4 \varphi}{\eta^2} d\varphi - \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \frac{r_o \cdot m^2 \cdot \sin^2 2\varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi}}{4\eta^2} d\varphi + \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \frac{r_o \cdot m \cdot \eta^2 \cdot \sin 2\varphi \cdot \sin \varphi}{\eta^2} d\varphi - \\
& - \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} r_o \cdot \sin^2 \varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi} d\varphi - \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \frac{r_o \cdot m^3 \cdot \sin 2\varphi \cdot \sin^3 \varphi}{\eta^2} d\varphi - \\
& - \left[ \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \frac{r_o \cdot m^2 \cdot \sin^4 \varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi}}{\eta^2} d\varphi \right]. \quad (8)
\end{aligned}$$

Для удобства вычислений каждый интеграл определяется отдельно под своим порядковым номером в формуле (8), что позволяет сократить промежуточные выкладки. Решение интегралов:

Принято:  $k = \frac{m}{\eta}$ ;  $m = \cos \varphi_0 + \sqrt{\eta^2 - \sin^2 \varphi_0}$ ;  $P_z = I_1 + I_2 \dots I_{15}$

$$\begin{aligned}
I_1 &= f \cdot Cr \cdot r_o \cdot \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} d\varphi = f \cdot Cr \cdot r_o \cdot (\varphi_0 - (-\varphi_0)) = 2 \cdot f \cdot Cr \cdot r_o \cdot \varphi_0, \\
I_2 &= f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m \cdot \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \cos \varphi d\varphi = f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m \cdot \sin \varphi \Big|_{-\varphi_0}^{\varphi_0} = 2 \cdot f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m \cdot \sin \varphi_0, \\
I_3 &= f \cdot Cr \cdot r_o \cdot \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi} d\varphi = f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m \cdot \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi} d\varphi = \\
&= f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m \cdot \arcsin \frac{\sin \varphi}{k} \Big|_{-\varphi_0}^{\varphi_0} = f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m \cdot (\arcsin \frac{\sin \varphi_0}{k} - \arcsin \frac{\sin(-\varphi_0)}{k}) = \\
&= 2 \cdot f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m \cdot \arcsin \frac{\sin \varphi_0}{k}, \\
I_4 &= \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{4\eta} \cdot \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \sin^2 2\varphi d\varphi = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{4\eta} \cdot \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} 1/2(1 - \cos 4\varphi) d\varphi = \\
&= \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{4\eta} \cdot (1/2 \cdot \varphi - 1/8 \cdot \sin 4\varphi) \Big|_{-\varphi_0}^{\varphi_0} = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{4\eta} (1/2 \cdot 2\varphi_0 - \\
&- 1/8(\sin 4\varphi_0 - \sin(-\varphi_0))) = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{4\eta} \cdot (\varphi_0 - 1/8 \cdot 2 \sin 4\varphi_0) = \\
&= \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{4\eta} \cdot \varphi_0 - 1/16 \cdot \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta} \cdot \sin 4\varphi_0, \\
I_5 &= \frac{2 \cdot f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m}{\eta} \cdot \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \sin^2 \varphi \cdot \cos \varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi} d\varphi = 2 \cdot f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m \cdot \\
&\cdot \left[ \frac{2 \cdot k^2 \cdot \sin^2 - 1}{4 \cdot k^2} \cdot \sqrt{1 - k^2 \cdot \sin^2 \varphi_0} \cdot \sin \varphi_0 + 4 \cdot k^3 \cdot \arcsin(k \cdot \sin \varphi_0) \right],
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_6 &= f \cdot Cr \cdot r_o \cdot \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \sin^2 \varphi d\varphi = f \cdot Cr \cdot r_o \cdot \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \frac{1 - \cos 2\varphi}{2} d\varphi = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o}{2} \cdot \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} d\varphi - \\
&- \frac{f \cdot Cr \cdot r_o}{2} \cdot \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \cos 2\varphi d\varphi = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o}{2} \cdot 2 \cdot \varphi_0 - \frac{r_o \cdot f \cdot Cr}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \sin 2\varphi \Big|_{-\varphi_0}^{\varphi_0} = \\
&= f \cdot Cr \cdot (r_o \cdot \varphi_0 - \frac{r_o}{2} \cdot \sin 2\varphi_0), \\
I_7 &= \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta^2} \cdot \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \sin^4 \varphi d\varphi = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta^2} \cdot \left[ 3/8\varphi - \frac{\sin 2\varphi}{4} + \frac{\sin 4\varphi}{32} \right] \Big|_{-\varphi_0}^{\varphi_0} = \\
&= \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta^2} \cdot \left[ 3/4\varphi_0 - \frac{\sin 2\varphi_0}{2} + \frac{\sin 4\varphi_0}{16} \right], \\
I_8 &= \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^3}{4\eta^2} \cdot \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \cos \varphi \cdot \sin^2 2\varphi \cdot d\varphi = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^3}{\eta^2} \cdot \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi \cos \varphi d\varphi = \\
&= \frac{\sin^3 \varphi}{3} \Big|_{-\varphi_0}^{\varphi_0} - \frac{\sin^5 \varphi}{5} \Big|_{-\varphi_0}^{\varphi_0} = \frac{\sin^3 \varphi_0}{3} - \frac{\sin^3(-\varphi_0)}{3} - \left( \frac{\sin^5 \varphi_0}{5} - \frac{\sin^5(-\varphi_0)}{5} \right) = \\
&= \frac{2 \cdot f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^3}{\eta^2} \cdot \left[ \frac{2}{3} \cdot \sin^3 \varphi_0 - \frac{2}{5} \sin^5 \varphi_0 \right] \\
I_9 &= \frac{2 \cdot f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta^2} \cdot \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \cos^2 \varphi \cdot \sin^2 \varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi} d\varphi = \frac{2f \cdot Cr \cdot r_o^2 m^2}{\eta} \cdot \\
&\cdot \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} \cos^2 \varphi \cdot \sin^2 \varphi \cdot \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi} d\varphi = \frac{2f \cdot Cr \cdot r_o^2 m^2}{\eta} \left( \frac{1 - 3k^2 \cos^2 \varphi - 2k^2}{15k^2} \cdot \right. \\
&\cdot \sqrt{1 - k^2 \cdot \sin^2 \varphi} \cdot \frac{\sin 2\varphi_0}{2} - \frac{(1 - k^2)(1 + (\sqrt{1 - k^2})^2)}{15k^4} \cdot F(\varphi, k) + E(\varphi, k) \cdot \\
&\cdot \frac{2(k^4 - k^2 + 1)}{15k^4} \Big) = \frac{2f \cdot Cr \cdot r_o^2 \cdot m}{\eta} \cdot \left( \frac{1 - 3k^2 \cdot \cos^2 \varphi - 2k^2}{15k^2} \cdot \sqrt{1 - k^2 \cdot \sin^2 \varphi} \cdot \right. \\
&\cdot \frac{\sin 2\varphi_0}{2} - \frac{(2 - 3k^2 + k^4)}{15k^4 m} \arcsin \frac{\sin \varphi}{\eta/m} + \frac{2(k^4 - k^2 + 1)}{15k^4} m \left( \sqrt{\left( \frac{\eta}{m} \right)^2 - \sin^2 \varphi} \cdot \right. \\
&\cdot \frac{\sin \varphi}{2} + \frac{\left( \frac{\eta}{m} \right)^2}{2} \cdot \arcsin \frac{\sin \varphi}{\eta/m} \Big) \Big|_{-\varphi_0}^{\varphi_0} = 2 \cdot f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m \cdot \left( \frac{2k^2 \cdot \sin^2 \varphi_0 - 1}{4k^2} \cdot \right. \\
&\cdot \sqrt{1 - k^2 \cdot \sin^2 \varphi_0} \cdot \sin \varphi_0 + \frac{1}{4k^3} \cdot \arcsin(k \cdot \sin \varphi_0) \Big),
\end{aligned}$$



$$\text{где } F(k, \varphi) = \int \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - \left(\frac{m}{\eta}\right)^2 \cdot \sin^2 \varphi}} = \frac{1}{m} \cdot \int \frac{d\varphi}{\sqrt{\left(\frac{\eta}{m}\right)^2 - \sin^2 \varphi}} = \frac{1}{m} \cdot \arcsin \frac{\sin \varphi}{\eta/m}.$$

$$E(k, \varphi) = \int \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - \left(\frac{m}{\eta}\right)^2 \cdot \sin^2 \varphi}} = \frac{1}{m} \int \frac{d\varphi}{\sqrt{\left(\frac{\eta}{m}\right)^2 - \sin^2 \varphi}} = \frac{1}{m} \arcsin \frac{\sin \varphi}{\eta/m}.$$

При решении интеграла под порядковым номером (9), было использовано решение, представленное в [3].

$$I_{10} = f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \cos \varphi \cdot \sin^2 \varphi d\varphi = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m}{3} \sin^3 \varphi \Big|_{-\varphi_o}^{\varphi_o} = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m}{3} * [\sin \varphi_o - \sin^3(-\varphi_o)] = \frac{2f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m}{3} \sin^3 \varphi_o,$$

$$I_{11} = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^3}{\eta^2} \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \cos \varphi \sin^4 \varphi d\varphi = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^3}{5\eta^2} \sin^5 \varphi \Big|_{-\varphi_o}^{\varphi_o} = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^3}{5\eta^2} (\sin^5 \varphi_o - \sin^5(-\varphi_o)) = \frac{2f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^3}{5\eta^2} \sin^5 \varphi_o,$$

$$I_{12} = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{4\eta^2} \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \sin^2 2\varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \sin^2 \varphi} d\varphi.$$

Решение этого интеграла аналогично решению интеграла (9), решение интеграла (12) следующее:

$$\frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta} \left( -\frac{3k^2 \cos^2 \varphi_o - 2k^2 + 1}{15k^2} \cdot \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi_o} \cdot \sin 2\varphi_o + \frac{(2k^4 - 2k^3 + 2)m}{15k^4} \sin \varphi_o \cdot \sqrt{\left(\frac{\eta}{m}\right)^2 - \sin^2 \varphi_o} + \arcsin \frac{\sin \varphi_o}{\eta/m} * \left( \frac{2k^4 \eta^2 - 2k^3 \eta^2 + 2\eta^2 - 4 + 6k^2 - 2k^4}{15k^4 m} \right) \right),$$

$$I_{13} = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m}{\eta^2} \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \sin 2\varphi \sin \varphi \cdot (\eta^2 - m^2 \sin^2 \varphi) d\varphi = f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \sin 2\varphi \sin \varphi d\varphi - \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^3}{\eta^2} \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \sin^2 \varphi d\varphi = 2f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \sin^2 \varphi \cos \varphi d\varphi - \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^3}{\eta^2} * \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \frac{(1 - \cos 2\varphi)}{2} d\varphi = \frac{2f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m}{3} \sin^3 \varphi \Big|_{-\varphi_o}^{\varphi_o} = \frac{2Cr \cdot f \cdot r_o \cdot m^3}{\eta^2} \varphi_o + \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^3}{4\eta^2} *$$

$$* (\sin 2\varphi_o - \sin(-2\varphi_o)) = \frac{4f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m}{3} \sin \varphi_o - \frac{2f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^3}{\eta^2} \varphi_o + \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^3}{2\eta^2} *$$

$$* \sin 2\varphi_o,$$

$$I_{14} = f \cdot Cr \cdot r_o \cdot \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \sin^2 \varphi \sqrt{\eta^2 - m^2 \sin^2 \varphi} d\varphi = f \cdot Cr \cdot \eta \cdot r_o \left( -\frac{\sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi}}{3} \cdot \frac{\sin 2\varphi}{2} - \frac{(1 - k^2)}{3k^2} \cdot F(\varphi, k) + \frac{2k^2 - 1}{3k^2} \cdot E(\varphi, k) \right) = f \cdot Cr \cdot r_o \cdot \eta \left( -\frac{\sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi}}{3} \cdot \frac{\sin 2\varphi}{2} - \frac{1 - k^2}{3k^2 m} \arcsin \frac{\sin \varphi}{\eta/m} + \frac{(2k^2 - 1)}{3k^2} m \left( \frac{\sin \varphi}{2} \sqrt{\left(\frac{\eta}{m}\right)^2 - \sin^2 \varphi} + \arcsin \frac{\sin \varphi}{\eta/m} * \left( \frac{\eta/m}{2} \right) \right) \right) \Big|_{-\varphi_o}^{\varphi_o} = f \cdot Cr \cdot r_o \cdot \eta \left( -\frac{\sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi_o}}{3} \sin 2\varphi_o - \frac{1 - k^2}{3k^2 m} \arcsin \frac{\sin \varphi_o}{\eta/m} + m \cdot \left( \frac{2k^2 - 1}{3k^2} \right) \cdot \sin \varphi_o \cdot \sqrt{\left(\frac{\eta}{m}\right)^2 - \sin^2 \varphi_o} + \frac{(2k^2 - 1)}{3k^2} \cdot \frac{\eta^2}{m} \cdot \arcsin \frac{\sin \varphi_o}{\eta/m} = f \cdot Cr \cdot r_o \cdot \eta \cdot \left( -\frac{\sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi_o}}{3} * \sin 2\varphi_o + m \cdot \left( \frac{2k^2 - 1}{3k^2} \right) \cdot \sin \varphi_o * \sqrt{\left(\frac{\eta}{m}\right)^2 - \sin^2 \varphi_o} + \arcsin \frac{\sin \varphi_o}{\eta/m} \cdot \left( \frac{\eta^2 (2k^2 - 1) - 1}{3k^2 m} * \frac{k^2}{3k^2 m} \right) \right)$$

$$I_{15} = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta^2} \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \sin^4 \varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \sin^2 \varphi} d\varphi = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta} *$$

$$\int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \sin^4 \varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \sin^2 \varphi} d\varphi = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta} \left( -\frac{3k^2 \sin^2 \varphi + 4k^2 - 1}{15k^2} \cdot \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi} \cdot \frac{\sin 2\varphi}{2} + \frac{4k^4 - 2k^2 - 2}{15k^4 m} \arcsin \frac{\sin \varphi}{\eta/m} + \frac{8k^4 - 3k^2 - 2}{15k^4} \cdot m * \left( \frac{\sin \varphi}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{\eta}{m}\right)^2 - \sin^2 \varphi} + \frac{(\eta/m)}{2} \cdot \arcsin \frac{\sin \varphi}{\eta/m} \right) \right) \Big|_{-\varphi_o}^{\varphi_o} = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta} *$$

$$\int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \sin^4 \varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \sin^2 \varphi} d\varphi = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta} \left( -\frac{3k^2 \sin^2 \varphi + 4k^2 - 1}{15k^2} \cdot \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi} \cdot \frac{\sin 2\varphi}{2} + \frac{4k^4 - 2k^2 - 2}{15k^4 m} \arcsin \frac{\sin \varphi}{\eta/m} + \frac{8k^4 - 3k^2 - 2}{15k^4} \cdot m * \left( \frac{\sin \varphi}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{\eta}{m}\right)^2 - \sin^2 \varphi} + \frac{(\eta/m)}{2} \cdot \arcsin \frac{\sin \varphi}{\eta/m} \right) \right) \Big|_{-\varphi_o}^{\varphi_o} = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta} *$$

$$I_{15} = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta^2} \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \sin^4 \varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \sin^2 \varphi} d\varphi = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta} *$$

$$\int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \sin^4 \varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \sin^2 \varphi} d\varphi = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta} \left( -\frac{3k^2 \sin^2 \varphi + 4k^2 - 1}{15k^2} \cdot \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi} \cdot \frac{\sin 2\varphi}{2} + \frac{4k^4 - 2k^2 - 2}{15k^4 m} \arcsin \frac{\sin \varphi}{\eta/m} + \frac{8k^4 - 3k^2 - 2}{15k^4} \cdot m * \left( \frac{\sin \varphi}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{\eta}{m}\right)^2 - \sin^2 \varphi} + \frac{(\eta/m)}{2} \cdot \arcsin \frac{\sin \varphi}{\eta/m} \right) \right) \Big|_{-\varphi_o}^{\varphi_o} = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta} *$$

$$I_{15} = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta^2} \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \sin^4 \varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \sin^2 \varphi} d\varphi = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta} *$$

$$\int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \sin^4 \varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \sin^2 \varphi} d\varphi = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta} \left( -\frac{3k^2 \sin^2 \varphi + 4k^2 - 1}{15k^2} \cdot \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi} \cdot \frac{\sin 2\varphi}{2} + \frac{4k^4 - 2k^2 - 2}{15k^4 m} \arcsin \frac{\sin \varphi}{\eta/m} + \frac{8k^4 - 3k^2 - 2}{15k^4} \cdot m * \left( \frac{\sin \varphi}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{\eta}{m}\right)^2 - \sin^2 \varphi} + \frac{(\eta/m)}{2} \cdot \arcsin \frac{\sin \varphi}{\eta/m} \right) \right) \Big|_{-\varphi_o}^{\varphi_o} = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta} *$$

$$I_{15} = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta^2} \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \sin^4 \varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \sin^2 \varphi} d\varphi = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta} *$$

$$\int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \sin^4 \varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \sin^2 \varphi} d\varphi = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta} \left( -\frac{3k^2 \sin^2 \varphi + 4k^2 - 1}{15k^2} \cdot \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi} \cdot \frac{\sin 2\varphi}{2} + \frac{4k^4 - 2k^2 - 2}{15k^4 m} \arcsin \frac{\sin \varphi}{\eta/m} + \frac{8k^4 - 3k^2 - 2}{15k^4} \cdot m * \left( \frac{\sin \varphi}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{\eta}{m}\right)^2 - \sin^2 \varphi} + \frac{(\eta/m)}{2} \cdot \arcsin \frac{\sin \varphi}{\eta/m} \right) \right) \Big|_{-\varphi_o}^{\varphi_o} = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta} *$$

$$I_{15} = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta^2} \int_{-\varphi_o}^{\varphi_o} \sin^4 \varphi \cdot \sqrt{\eta^2 - m^2 \sin^2 \varphi} d\varphi = \frac{f \cdot Cr \cdot r_o \cdot m^2}{\eta} *$$

$$* \left( -\frac{3k^2 \sin^2 \varphi + 4k^2 - 1}{15k^2} \cdot \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi} \cdot \sin 2\varphi_0 + \arcsin \frac{\sin \varphi_0}{\eta/m} * \right. \\ \left. * \left( \frac{8k^4 \eta^2 m^2 - 4k^2 \eta^2 m^2 - 4\eta^2 m^2 + 8\eta^2 k^4 - 3k^2 \eta^2 - 2\eta^2}{15k^4 m^2} \right) + \frac{m(8k^4 - 3k^2 - 2)}{15k^4} * \right. \\ \left. * \sin \varphi_0 \cdot \sqrt{\left( \frac{\eta}{m} \right)^2 - \sin^2 \varphi_0} \right).$$

Подставив решение 15-ти интегралов в выражение 8 и сделав необходимые преобразования, получим конечное выражение для расчетов величины силы резания:

$$P_z = f \cdot Cr \left( r_0 \varphi_0 \left( 1 - \frac{m(3 + 8m\eta + \eta)}{4\eta^2} \right) - \frac{2}{3} r_0 m \sin \varphi_0 + \frac{r_0 m^2 (\eta - 1)}{16\eta^2} \sin 4\varphi_0 + \right. \\ \left. + \frac{r_0 (\eta^2 + m^2 + m^3)}{2\eta^2} \cdot \sin 2\varphi_0 + \frac{2}{3} r_0 m \left( 1 + \frac{m^2}{\eta^2} \right) \sin^3 \varphi_0 + \arcsin \frac{\sin \varphi_0}{\eta/m} * \right. \\ \left. * \left[ \frac{r_0}{15} \left( 2 \left( \eta - \frac{1}{\eta} - \frac{\eta^2}{m} + \frac{\eta^3 (\eta^2 - 2)}{m^4} + \frac{3\eta}{m^2} \right) (m - 2r_0) - 4\eta (2m^2 - 1) + \frac{\eta^3 (\eta^2 + 3)}{m^2} + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{2\eta^5}{m^4} + \frac{2\eta^2}{5m^2} - \frac{2\eta^2 + \eta}{5m} + \frac{\eta^5 - \eta^3}{5m^3} \right) \right] + \sin \varphi_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{m^2}{\eta^2} \sin^2 \varphi_0} \cdot [r_0 m (\sin^2 \varphi_0 - \\ - \frac{\eta^2 - 2\eta^3}{6m^2} - \frac{4\eta}{6}) + \frac{2r_0 m}{15} \left( \frac{2r_0 + m}{\eta} \right) \left( \eta m - \frac{\eta^4}{m^3} \right) - \frac{r_0 m^3}{15\eta} \left( 8 - \frac{3\eta^2}{m^2} - \frac{2\eta^4}{m^4} \right)] + \\ \left. + \frac{r_0 \eta^3}{2m^2} \arcsin \left( \frac{m}{\eta} \sin \varphi_0 \right) + \sin 2\varphi_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{m^2}{\eta^2} \sin^2 \varphi_0} \cdot \left( \frac{r_0 m}{15} \left( \frac{2r_0 (3 \cos^2 \varphi_0 - 2)}{\eta} + \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. + 5m + \frac{\eta(2r_0 + 5m)}{m^2} \right) \right) \right) \right). \quad (9)$$

При использовании выражения (9) в технологических расчетах необходимо предварительно определить коэффициент  $Cr \cdot f$ . Для этого воспользуемся рекомендациями, предложенными [1, 2]

$$Cr = \frac{P_k}{2\varphi_0 [(r_c + r_d) - (r_c + r_d) \sin \varphi_0]}. \quad (10)$$

Используя выражения 5, 9, 10 в технологических расчетах, можно определить величину силы резания при обработке наружной цилиндрической поверхности для различных условий обработки с учетом величины деформации инструмента, диаметров круга и заготовки. Измеряя силу нагнуже-

ния, т.е. силу контактного взаимодействия, представляется возможным вести обработку в режимах шлифования, полирования и выглаживания.

**Список литературы:** 1. Щеголев В. А., Уланова М.Е. Эластичные абразивные и алмазные инструменты. – Л.: Машиностроение, 1977. – 182 с. 2. Проволоцкий А.Е., Колесник И.А., Негруб С.Л. Расчет силовых параметров при шлифовании плоской поверхности эластичными кругами-щетками. – Донецк: Вісник Інженерної Академії Наук, 2000. – 164-169 с. 3. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений: Справ. изд./И.С. Градштейн, Н.М. Рыжик. – М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1963. – 1100 с.

Статья поступила в редакцию 24.01.2001г.

## ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ И ИМПУЛЬСНОМ НАГРУЖЕНИИ

Романюк А.Д. (ДГТУ, г. Днепропетровск, Украина)

*In this work new methods have been experimentally tested and optimal conditions of the tests on the determination of mechanical characteristics of materials under the dynamic and impulse load have been settled. Smoothing out of oscillation processes and stabilization of measuring load parameters during the recording of appropriate signals have been reached. The determination of mechanical properties on the basis of the present gives an opportunity for correct setting of the application sphere of destruction mechanics and estimation of material work capacity under the extreme conditions of exploitation.*

Определению характеристик прочности и пластичности материала в зависимости от скорости деформирования в последнее время уделяется все больше внимания.

С одной стороны это обусловлено необходимостью конструктивного характера, с другой стороны – для более корректного определения критериев механики разрушения, особенно при оценке способности конструкции сопротивляться быстрому (хрупкому) разрушению. Это связано с тем, что на стадии распространения быстрой трещины, скорость которой достигает порядка 1000 м/с [1], имеет место динамический характер разрушения, а согласно экспериментальным исследованиям при деформации порядка  $\dot{\epsilon} = 10^2 \text{ с}^{-1}$  наблюдается резкое увеличение механических свойств материалов по сравнению со статическим нагружением при одной и той же температуре испытания [2].

В настоящей работе приведены результаты сравнительного анализа и обработки экспериментальных данных, полученных при динамическом и

импульсном нагружении образца из стали 1ОГ2ФБ-У.

Гладкие цилиндрические образцы на растяжение при динамическом нагружении испытывались с помощью приспособления разработанного автором на базе маятникового копра ПСВО-30.

Согласно данной методики образец крепили с помощью резьбы к тяге со сферической головкой и динамометру. Предварительное натяжение и центрирование образца осуществлялось посредством фасонной гайки и сферической опоры. Процесс нагружения осуществляется при соударении контропоры, в которой установлена тяга, с опорами маятникового копра. Центрирование образца во время нагружения, в связи с большой кривизной траектории движения образца ( $R=1000$  мм), обеспечивают сферические поверхности соответствующих деталей. Отсутствие перекоса образца характеризует воспроизводство с большой точностью формы кривой "нагрузка - время", при испытании серии образцов.

Функциональная схема регистрации осциллограмм "нагрузка - время" ( $P-t$ ) и "перемещение по линии действия нагрузки - время" ( $f-t$ ) аналогична системе регистрации соответствующих осциллограмм при ударном нагружении образцов на трехточечный изгиб [2].

С целью сглаживания колебательных процессов, накладываемых на основной импульс изменения нагрузки во времени, экспериментально было установлено оптимальную длину динамометра ( $l=90$  мм) и расположение фольговых тензорезисторов с базой 3-5 мм относительно крепления образца ( $l_1=50$  мм). Для предотвращения отскока контропоры было выдержано определенное соотношение между массами контропоры и молота копра, что подтверждается отсутствием резкого падения нагрузки в начале диаграммы  $P-t$ .

Температуру испытания контролировали медь-константановой термопарой, которая была установлена на внутренней поверхности контактной пластины. Контактный способ охлаждения позволяет удобно установить приспособление в маятнике копра и контролировать температуру на рабочей части образца, вплоть до момента соударения контропоры с опорами копра.

По осциллограммам  $P-t$  и  $f-t$  строили результирующую диаграмму растяжения  $P-f$ , с которой непосредственно определяли значение  $\sigma_{0,2d}$  и  $\sigma_{ed}$ , [3].

Данные характеристики можно получить непосредственно из диаграмм  $P-t$ , что существенно упрощает процессы обработки экспериментальных данных.

При обработке диаграмм  $P-t$  необходимо учитывать предварительное  $P_0$  и температурное  $P_T$  нагружения образца. Величина  $P_0$  посредством фасонной гайки может изменяться от 0 до 250... 300 кГ. График изменения  $P_T$  в зависимости от охлаждения образца при  $P_0=10$  кГ приведен на рис. 1

(кривая 2). Таким образом, при максимальном  $P_0$  и низкой температуре испытания в образце возникает значительное напряжение. Этот недостаток легко устраняется с помощью фасонной гайки, так что суммарное значение  $P_0$  и  $P_T$  при испытании не превышало 50-100 кГ и способствовало устранению люфтов (линейность начального участка диаграммы  $P-t$ ). Значение  $P_T$  и  $P_0$  фиксируются осциллограммой  $P-t$  и учитываются при определении  $\sigma_{0,2}$  и  $\sigma_e$ . В то же время охлаждения динамометра (рис. 1, кривая 3) может приводить к значительным погрешностям и для их устранения необходим дополнительный контроль за температурой в области установки тензодатчиков, и, соответственно, получение тарировочных кривых для всей температурной области.

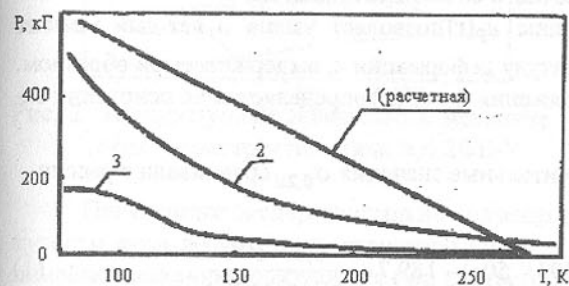


Рис. 1. Изменение температурной нагрузки в зависимости от температуры охлаждения образца.

Характеристики пластичности  $\delta$  и  $\psi$  определяли согласно [3], с той разницей, что для определения  $\Delta l$  на образец наносили две метки на расстоянии  $l'$  друг от друга ( $l' > l_0$ ). После разрушения образца с помощью микроскопа измерялось значение  $l'_1$ . Величина  $\Delta l$  определялась по

формуле  $\Delta l = l'_1 - l'$ .

Определение механических характеристик при импульсном нагружении проводили на созданной автором установке с использованием ступенчатых разрезных стержней Гопкинсона [4, 5].

Удар бойка маятникового копра вызывает волну сжатия, которая распространяется в нагружающем стержне, частично отражается в нем в виде волны растяжения, а частично переходит через образец в передающий стержень. Амплитуда деформации в падающих  $\varepsilon_I(t)$ , отраженных  $\varepsilon_R(t)$  и передаваемых  $\varepsilon_T(t)$  волнах измеряется с помощью фольговых тензорезисторов с базой 3-5 мм. Выбор места расположения тензорезисторов на обоих стержнях обусловлен двумя основными факторами: отсутствием наложения падающей и отраженной волны друг на друга и стабилизацией при записи нагружения.

Образец, установленный между нагружающим и передающим стержнем, подвергается деформации  $\varepsilon(t)$ , пропорциональный амплитуде отраженной волны



$$\varepsilon(t) = -2 \frac{C_0}{l_0} \int_0^t \varepsilon_R(\theta) d\theta,$$

и среднему напряжению  $\sigma(t)$ , пропорциональному амплитуде передаваемой волны

$$\sigma(t) = \frac{P(t)}{S} = E \varepsilon_T(t),$$

где:  $C_0$  – скорость распространения упругих волн, м/с;  
 $l_0$  – длина цилиндрического образца на сжатие, мм;  
 $P(t)$  – среднее усилие, прикладываемое к образцу, кГ;  
 $E$  – модуль упругости материала стержня Гопкинсона, МПа;  
 $S$  – площадь поперечного сечения стержня, мм<sup>2</sup>.

Запись падающей волны  $\varepsilon_I(t)$  позволяет узнать в каждый момент времени нагружения  $t$  амплитуду деформации  $\varepsilon$ , выдерживаемой образцом. Таким образом, кривая растяжения  $\sigma = f(\varepsilon)$  определяется на основании записей  $\varepsilon_I = f(t)$  и  $\varepsilon_T = f(t)$ .

Полученные экспериментальные значения  $\sigma_{0,2d}$  сравнивали с рассчитанными по уравнению

$$\sigma_{0,2d} = \sigma_{0,2}(293K, 50c) - 189,7 + \frac{6,67 \cdot 10^5}{T \lg(2 \cdot 10^{10} \tau)}, \quad (1)$$

где:  $\sigma_{0,2}(293K, 50c)$  – условный предел текучести при 293K и скорости нагружения, при которой напряжение достигает  $\sigma_{0,2}$  в течение 50с, МПа;  $T$  – температура испытаний, K;  $\tau$  – время до разрушения образца, с.

На рис. 2 представлены значения  $\sigma_{0,2}$ ,  $\delta$  и  $\psi$  определенные при статическом нагружении (штриховые линии) и по результатам испытаний трех образцов для каждой температуры в интервале 77...293 K, а также  $\sigma_{0,2d}$  рассчитанное по уравнению (1) (штрих пунктирная линия).

Анализ результатов показывает, что значение  $\sigma_{0,2d}$  и тем более  $\sigma_{0,2d}^u$  (предел текучести при импульсном нагружении) существенно превышает  $\sigma_{0,2}$  во всей температурной области исследования. В интервале температур 150...293 K значения  $\sigma_{0,2d}$  в среднем на 150-180 МПа выше по отношению к соответствующим значениям  $\sigma_{0,2}$ . В интервале температур 77...150 K эта разница не превышает 90 МПа. С понижением температуры испытаний различие между экспериментальными и расчетными значениями динамического предела текучести существенно возрастает. Совпадение при ударном нагружении наблюдается только в районе 270-293 K, а при импульсном нагружении в районе 220-270 K.

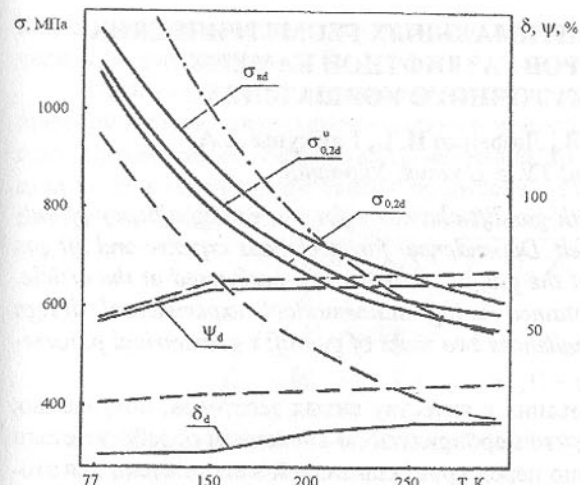


Рис. 2. Температурные зависимости механических характеристик стали IOG2FB-Y.

Характер изменения относительного сужения  $\psi_d$  аналогичен характеру температурной зависимости статического  $\psi$ . Следует отметить, что значение  $\psi_d$  несущественно отличается от  $\psi$ . Величина относительного удлинения  $\delta_d$  при динамическом нагружении с понижением температуры имеет более выраженную тенденцию к снижению по отношению к статическому  $\delta$ .

Полученные экспериментальные значения динамического предела текучести дают возможность корректно определить области применимости линейной механики разрушения при соответствующих скоростях нагружения и следовательно оценить работоспособность материала в экспериментальных условиях эксплуатации. Так как анализ результатов показывает, что использование статических или расчетных значений  $\sigma_{0,2}$  для определения области применимости линейной механики разрушения приведет к существенным погрешностям.

**Список литературы:** 1. Романюк А.Д. Особенности разрушения сталей магистральных трубопроводов на стадии распространения трещины // "Наука і освіта" 98": Тез. доп. I Міжнародна конф. – Дніпропетровськ. 1998. – С. 41. 2. Красовский А.Я., Красико В.Н. Трещиностойкость сталей магистральных трубопроводов. – Киев: Наук. думка, 1990. – 176 с. 3. ГОСТ 11150-81 Металлы. Методы испытания на растяжение при пониженных температурах. Введ. 01.01.86. 4. Романюк А.Д. Методика определения динамических характеристик материала по методу разрезных стержней Гопкинсона // Трещиностойкость материалов и элементов конструкций: Тез. докл. III Всесоюз. симп. по мех. разрушения. – Киев, Ин-т пробл. прочности АН УССР, 1990. – Ч. 1. – С. 107-108. 5. Определение предела текучести при импульсном нагружении // "Наука і освіта" 99": Тез. доп. II Міжнародна конф. – Дніпропетровськ, 1999. – т. 7. – С. 34.

Статья поступила в редакцию 25.01.2001г.

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗЛИФТНОЙ КАМЕРЫ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОВША МНЛЗ

Руденко Р.В., Лифенко Н.Т., Гаркуша А.А.

(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*The tundish ladle equips with gas-lift chambers for increasing efficacy of out-furnace treatment of steel melt. Dependences for steel mass expense and lift gas volume expense definition at the gas-lift chamber are performed at the article. The dependences were obtained using mathematical experimental design method. Basing on this dependences two tasks of gas-lift's geometrical parameters optimising were solved.*

Возрастающие требования к качеству литых заготовок, получаемых на МНЛЗ, привели к тому, что мероприятия по внепечной обработке стали проводятся непосредственно перед кристаллизацией в специально для этого сконструированных промежуточных ковшах. Конструкция промежуточных ковшей должна обеспечивать реализацию комплексного воздействия на находящийся в них расплав стали, а именно: 1) отсечку шлака и предотвращение его попадания в кристаллизатор; 2) флотирование неметаллических включений пузырями транспортирующего газа (аргона); 3) модифицирование оставшихся неметаллических включений, которые невозможно удалить из расплава стали при продувке аргоном в сталеразливочном и промежуточном ковшах; 4) микролегирование расплава стали с минимальным расходом лигатур. В постоянном процессе совершенствования конструкций промежуточных ковшей прослеживается следующая тенденция: с помощью различного оборудования, вводимого во внутренний объем ковша, в расплаве создаются такие условия, при которых операции по модифицированию и микролегированию жидкой стали проходят с максимально возможной эффективностью. В полной мере этой тенденции отвечает конструкция промежуточного ковша МНЛЗ с газлифтными камерами.

Пространство газлифтной камеры образуется двумя стенками промежуточного ковша и двумя перегородками, а ее определяющими размерами являются ширина  $B$ , длина  $A$  и высота  $H$ . Камера делит внутренний объем ковша на приемную и разливочную зоны. В перегородках, являющихся стенками газлифтной камеры, имеются отверстия для перетекания жидкой стали.

В газлифтной камере при подводе в нее транспортирующего газа осуществляется газлифтное перемешивание металла с вводимым модификатором или лигатурами, при этом камера выполняет роль перекачивающего насоса, транспортирующего расплав из приемной зоны ковша в разливочную. Основой при проектировании промежуточных ковшей с газ-

лифтными камерами является описание протекающих в них гидродинамических процессов.

Наиболее точно гидродинамические процессы, протекающие в газлифтной камере, описываются циркуляционной гидродинамической моделью, разработанной авторами [1], на основе которой создана математическая модель гидродинамических процессов в газлифтной камере [2]. Данная модель базируется на следующих зависимостях:

$$u_{жс} = \sqrt{\frac{2gH[\rho_{жс}(w + \varphi - 1) - \rho_z \cdot \varphi]}{\rho_{жс} \cdot \xi_{\Sigma}}}, \quad (1)$$

$$V_z = 3600 \cdot \rho_z \cdot S \cdot u_z / \rho_{0z}; \quad (2)$$

$$Q_{жс} = 60 \cdot \rho_{жс} \cdot S \cdot [u_{жс} - u_{ч.н} (1 - \varphi)] / 1000, \quad (3)$$

где  $u_{жс}$  – приведенная к сечению газлифтной камеры скорость транспортируемого расплава, м/с;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$H$  – высота газлифтной камеры, м;

$\rho_{жс}$  – плотность жидкой стали, кг/м<sup>3</sup>;

$w$  – относительное погружение газлифтной камеры, определяемое как отношение уровня расплава в ковше к высоте камеры;

$\varphi$  – объемное газосодержание транспортируемого потока расплава, равное отношению объема газовой фазы к общему объему газлифтной камеры,  $\varphi = f(u_{жс}, u_r)$  [2];

$\rho_z$  – плотность транспортирующего газа в условиях ввода его в расплав, кг/м<sup>3</sup>;

$\xi_{\Sigma}$  – суммарный коэффициент местных гидравлических сопротивлений в газлифтной камере,  $\xi_{\Sigma} = f(u_{жс}, u_r)$ ;

$V_z$  – объемный расход транспортирующего газа, м<sup>3</sup>/ч;

$S$  – площадь поперечного сечения газлифтной камеры, м<sup>2</sup>,  $S = A \cdot B$ ;

$u_z$  – приведенная к сечению газлифтной камеры скорость транспортирующего газа, м/с;

$\rho_{0z}$  – плотность транспортирующего газа при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>;

$Q_{жс}$  – массовый расход расплава стали, т/мин;

$u_{ч.н}$  – циркуляционная нисходящая скорость расплава в камере, м/с.

Выходными параметрами математической модели являются массовый расход расплава  $Q_{жс}$  и объемный расход транспортирующего газа  $V_z$ , зависимость между которыми называется расходной характеристикой газлифтной камеры (рисунок). Характерной точкой расходной характеристики является точка  $(V_z^{opt}, Q_{жс}^{opt})$ , соответствующая оптимальному режиму, в котором транспортирование расплава происходит при минимальном удельном расходе транспортирующего газа [1]. Графически точка  $(V_z^{opt}, Q_{жс}^{opt})$

является точкой касания кривой расходной характеристики и прямой, проходящей через начало координат. Для снижения энергетических затрат при транспортировании расплава предпочтительна работа газлифтной камеры в оптимальном режиме.

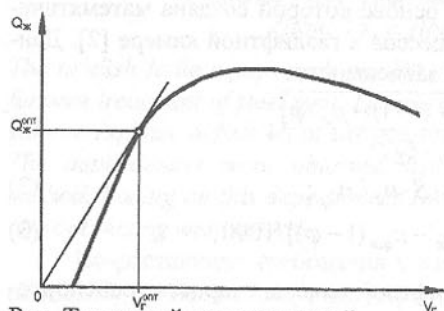


Рис. Типичный вид расходной характеристики газлифтной камеры

Поэтому представляет интерес решение задач оптимизации геометрических параметров газлифтной камеры в зависимости от требований, предъявляемых к технологическим параметрам (расходам транспортирующего газа и транспортируемого расплава). Однако анализ уравнения (1) после подстановки в него аналитических выражений газосодержания  $\phi$  [1] и суммарного коэффициента местных гидравлических сопротивлений в

газлифтной камере  $\xi_\Sigma$  [3], показал, что из-за наличия в них дробных степеней, математическими преобразованиями перенести  $u_{жс}$  и  $u_2$  в левую и правую части соответственно невозможно. Поэтому выражение (1) правильнее представить как

$$u_{жс} = f(u_{жс}, u_2),$$

т.е. зависимость  $u_{жс}$  от  $u_2$  является неявной функцией, для поиска решений которой требуется применять численные методы. Поэтому, во избежание значительных затруднений при решении задач оптимизации, было решено для оптимального режима работы газлифтной камеры получить регрессионные зависимости для определения массового расхода транспортируемого расплава стали  $Q_{жс}^{opt}$  и объемного расхода транспортирующего газа (аргона)  $V_2^{opt}$ .

Проведенные исследования на математической модели гидродинамических процессов газлифтной камеры позволили сделать вывод о том, что массовый расход расплава и объемный расход транспортирующего газа в оптимальном режиме можно рассматривать как функции геометрических параметров камеры (длины  $A$ , ширины  $B$ , высоты  $H$ , относительного погружения  $w$ ), т.е.

$$Q_{жс}^{opt} = f_1(A, B, H, w), \quad V_2^{opt} = f_2(A, B, H, w).$$

Для получения данных зависимостей был проведен математический планированный эксперимент по ротатбельному плану второго порядка [4]. Факторами при проведении эксперимента были приняты длина  $A$ , ширина  $B$ , высота  $H$  и относительное погружение  $w$  газлифтной камеры. Уровни варьирования факторов приведены в таблице. Значения параметров  $Q_{жс}^{opt}$  и

$V_2^{opt}$  вычислялись по математической модели гидродинамических процессов в газлифтной камере [2] в соответствии с сформированным планом эксперимента.

Таблица. Уровни варьирования и значения факторов в "звездных" точках при проведении математического эксперимента

| Факторы                                            | Обозначение | Ед. изм. | Уровни варьирования |      |      | "Звездные" точки |           | Шаг варьирования |
|----------------------------------------------------|-------------|----------|---------------------|------|------|------------------|-----------|------------------|
|                                                    |             |          | -1                  | 0    | +1   | $-\alpha$        | $+\alpha$ |                  |
| Длина газлифтной камеры ( $A$ )                    | $x_1$       | м        | 0,1                 | 0,19 | 0,28 | 0,01             | 0,37      | 0,09             |
| Ширина газлифтной камеры ( $B$ )                   | $x_2$       | м        | 0,5                 | 0,75 | 1,0  | 0,25             | 1,25      | 0,25             |
| Высота газлифтной камеры ( $H$ )                   | $x_3$       | м        | 0,6                 | 0,9  | 1,2  | 0,3              | 1,5       | 0,3              |
| Относительное погружение газлифтной камеры ( $w$ ) | $x_4$       | -        | 0,8                 | 0,85 | 0,9  | 0,75             | 0,95      | 0,05             |

В результате были получены следующие зависимости:

$$V_2^{opt} = p_0 + p_1 A + p_2 B + p_3 H + p_4 w + p_{12} AB + p_{14} Aw + p_{24} Bw, \quad (4)$$

$$Q_{жс}^{opt} = q_0 + q_1 A + q_2 B + q_3 H + q_4 w + q_{12} AB + q_{13} AH + q_{14} Aw + q_{23} BH + q_{24} Bw + q_{44} w^2, \quad (5)$$

где  $p_i, p_{ij}$  — коэффициенты уравнения регрессии (4):

$$p_0 = -499,02; \quad p_1 = 2644,689; \quad p_2 = 709,459; \quad p_3 = 12,083; \\ p_4 = 573,156; \quad p_{12} = 525,333; \quad p_{14} = -3099,556; \quad p_{24} = -824,88;$$

$q_i, q_{ij}$  — коэффициенты уравнения регрессии (5):

$$q_0 = -172,258; \quad q_1 = 138,911; \quad q_2 = 32,222; \quad q_3 = -9,298; \\ q_4 = 387,242; \quad q_{12} = 152,578; \quad q_{13} = 50,444; \quad q_{14} = -216,222; \\ q_{23} = 11,84; \quad q_{24} = -51,92; \quad q_{44} = -204,8.$$

На основании полученных зависимостей (4)–(5) сформулирована следующая задача оптимизации.

Определить геометрические параметры газлифтной камеры (длина  $A$ , ширина  $B$ , высота  $H$ , относительное погружение  $w$ ), при которых в оптимальном режиме требуемый массовый расход расплава  $Q_{жс}^{opt}$  будет обеспечиваться при минимальном объемном расходе транспортирующего газа  $V_2^{opt}$ , т.е.

$$\begin{cases} V_2^{opt} = f_1(A, B, H, w) \rightarrow \min \\ Q_{жс}^{opt} = f_2(A, B, H, w) \geq Q_{жс}^{opt} \end{cases} \quad (6)$$

Такую постановку задачи следует рассматривать при разработке нового промежуточного ковша МНЛЗ по заданным технологическим пара-



метрам. Решение задачи выполнено с использованием метода неопределенных множителей Лагранжа [5]. При этом кроме ограничения по массовому расходу расплава учитывались ограничения на область определения параметров  $A, B, H$  и  $w$ , границы которой соответствуют диапазонам варьирования факторов при проведении математического эксперимента (таблица).

Целевая функция Лагранжа имеет вид:

$$L(A, w, \bar{\lambda}) = p_0 + p_1 A + p_2 B + p_3 H + p_4 w + p_{12} AB + p_{14} Aw + p_{24} Bw + \lambda_1 (q_0 + q_1 A + q_2 B + q_3 H + q_4 w + q_{12} AB + q_{13} AH + q_{14} Aw + q_{23} BH + q_{24} Bw + q_{22} w^2 - Q_{жм}^{onm}) + \lambda_2 (-A_n + A) + \lambda_3 (A_e - A) + \lambda_4 (-B_n + B) + \lambda_5 (B_e - B) + \lambda_6 (-H_n + H) + \lambda_7 (H_e - H) + \lambda_8 (-w_n + w) + \lambda_9 (w_e - w), \quad (7)$$

где  $\bar{\lambda} = |\lambda_i|$  ( $i=1..9$ ) – неопределенные множители Лагранжа; индексы “н” и “в” в обозначениях геометрических параметров газлифтной камеры соответствуют нижней и верхней границам их области определения (таблица).

Система уравнений для поиска оптимального решения с учетом ограничений:

$$\begin{cases} p_1 + p_{12} B + p_{14} w + \lambda_1 (-q_1 - q_{12} B - q_{13} H - q_{14} w) + \lambda_2 - \lambda_3 = 0, \\ p_2 + p_{12} A + p_{24} w + \lambda_1 (-q_2 - q_{12} A - q_{23} H - q_{24} w) + \lambda_4 - \lambda_5 = 0, \\ p_3 + \lambda_1 (-q_3 - q_{13} A - q_{23} B) + \lambda_6 - \lambda_7 = 0, \\ p_4 + p_{14} A + p_{24} B + \lambda_1 (-q_4 - q_{14} A - q_{24} B - 2q_{44} w) + \lambda_8 - \lambda_9 = 0, \\ \lambda_1 (q_0 + q_1 A + q_2 B + q_3 H + q_4 w + q_{12} AB + q_{13} AH + q_{14} Aw + q_{23} BH + q_{24} Bw + q_{44} w^2 - Q_{жм}^{onm}) = 0, \\ \lambda_2 (-A_n + A) = 0, \\ \lambda_3 (A_e - A) = 0, \\ \lambda_4 (-B_n + B) = 0, \\ \lambda_5 (B_e - B) = 0, \\ \lambda_6 (-H_n + H) = 0, \\ \lambda_7 (H_e - H) = 0, \\ \lambda_8 (-w_n + w) = 0, \\ \lambda_9 (w_e - w) = 0, \\ -q_0 - q_1 A - q_2 B - q_3 H - q_4 w - q_{12} AB - q_{13} AH - q_{14} Aw - q_{23} BH - q_{24} Bw - q_{44} w^2 \leq -Q_{жм}^{onm}, \\ -A \leq -A_n, \quad A \leq A_e, \\ B \leq B_n, \\ -H \leq -H_n, \quad H \leq H_e, \\ -w \leq -w_n, \quad w \leq w_e, \\ \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5, \lambda_6, \lambda_7, \lambda_8, \lambda_9 \geq 0 \end{cases} \quad (8)$$

Для решения системы уравнений (8) в пакете MathCAD [6] составлена программа, реализующая итерационный метод Левенберга-Маркардта [7]. С помощью разработанной программы получено, что требуемый массовый расход расплава в газлифтной камере  $Q_{жм}^{onm} = 15$  т/мин обеспечивается при следующих геометрических параметрах камеры:  $A=0,19$  м;  $B=0,738$  м;  $H=0,896$  м;  $w=0,95$ , при этом минимальный объемный расход транспортирующего газа (аргона) составляет  $V_z^{onm} = 18,2$  м<sup>3</sup>/ч.

В случае оснащении газлифтными камерами существующих промежуточных ковшей можно рассмотреть частный случай описанной выше задачи.

Для промежуточного ковша, характеризуемого шириной  $B^*$  и высотой  $H^*$ , определить длину газлифтной камеры  $A$  и ее относительное погружение  $w$ , при которых в оптимальном режиме будет обеспечиваться требуемый массовый расход расплава  $Q_{жм}^{onm}$  при минимальном объемном расходе транспортирующего газа  $V_z^{onm}$ .

Данная постановка задачи представляется в виде системы уравнений:

$$\begin{cases} V_z^{onm} = f_1(A, B^*, H^*, w) \rightarrow \min, \\ Q_{жм}^{onm} = f_2(A, B^*, H^*, w) \geq Q_{жм}^{onm}. \end{cases} \quad (9)$$

С учетом  $B=B^*, H=H^*$  уравнения (4)-(5) принимают вид:

$$V_z^{onm} = \beta_0 + \beta_1 A + \beta_2 w + \beta_{12} Aw, \quad (10)$$

$$Q_{жм}^{onm} = \alpha_0 + \alpha_1 A + \alpha_2 w + \alpha_{12} Aw + \alpha_{22} w^2, \quad (11)$$

где  $\beta_i, \alpha_i$  – коэффициенты, определяемые по выражениям:

$$\begin{aligned} \beta_0 &= p_0 + p_2 B^* + p_3 H^*; & \beta_1 &= p_1 + p_{12} B^*; \\ \beta_2 &= p_4 + p_{24} B^*; & \beta_{12} &= p_{14}; \\ \alpha_0 &= q_0 + q_2 B^* + q_3 H^* + q_{23} B^* H^*; \\ \alpha_1 &= q_1 + q_{12} B^* + q_{13} H^*; \\ \alpha_2 &= q_4 + q_{24} B^*; & \alpha_{12} &= q_{14}; & \alpha_{22} &= q_{44}. \end{aligned} \quad (12)$$

Поиск экстремума функции  $V_z^{onm}$  с учетом ограничения  $Q_{жм}^{onm}$  выполнен также методом неопределенных множителей Лагранжа. Целевая функция Лагранжа:

$$L(A, w, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5) = \beta_0 + \beta_1 A + \beta_2 w + \beta_{12} Aw + \lambda_1 (Q_{жм}^{onm} - \alpha_0 - \alpha_1 A - \alpha_2 w - \alpha_{12} Aw - \alpha_{22} w^2) + \lambda_2 (-A_n + A) + \lambda_3 (A_e - A) + \lambda_4 (-w_n + w) + \lambda_5 (w_e - w). \quad (13)$$

Система необходимых условий экстремума целевой функции имеет вид:

$$\begin{cases}
\beta_1 + \beta_{12}w + \lambda_1(-\alpha_1 - \alpha_{12}w) + \lambda_2 - \lambda_3 = 0, \\
\beta_2 + \beta_{12}A + \lambda_1(-\alpha_2 - \alpha_{12}A - 2\alpha_{22}w) + \lambda_4 - \lambda_5 = 0, \\
\lambda_1(\alpha_0 + \alpha_1A + \alpha_2w + \alpha_{12}Aw + \alpha_{22}w^2 - Q_{жм}^{opt}) = 0, \\
\lambda_2(A - A_n) = 0, \\
\lambda_3(A_g - A) = 0, \\
\lambda_4(w - w_n) = 0, \\
\lambda_5(w_g - w) = 0, \\
-\alpha_0 - \alpha_1A - \alpha_2w - \alpha_{12}Aw - \alpha_{22}w^2 \leq -Q_{жм}^{opt}, \\
-A \leq -A_n, \\
A \leq A_g, \\
-w \leq -w_n, \\
w \leq w_g, \\
\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5 \geq 0.
\end{cases} \quad (14)$$

Решение системы уравнений (14) также выполнено итерационным методом Левенберга-Маркардта, для реализации которого в пакете MathCAD разработана специальная программа. В результате получено, что для промежуточного ковша с параметрами  $B^*=0,7$  м и  $H^*=0,8$  м требуемый массовый расход расплава  $Q_{жм}^{opt}=10$  т/мин в газлифтной камере достигается при ее ширине  $A=0,149$  м и относительном погружении  $w=0,95$ , при этом объемный расход транспортирующего газа будет минимальным и составит  $V_2^{opt}=13,3$  м<sup>3</sup>/ч.

#### Выводы

1. Для оптимального режима работы газлифтной камеры получены аналитические зависимости массового расхода транспортируемого расплава  $Q_{жм}^{opt}$  и объемного расхода транспортирующего газа (аргона)  $V_2^{opt}$  от геометрических параметров газлифтной камеры.
2. Формализована процедура нахождения оптимальных геометрических параметров газлифтной камеры промежуточного ковша МНЛЗ, обеспечивающих требуемый массовый расход транспортируемого расплава при минимальном расходе транспортирующего газа (аргона) при работе газлифтной камеры в оптимальном режиме.

**Список литературы:** 1. Ефименко С.П., Мачикин В.И., Лифенко Н.Т. Внепечное рафинирование металла в газлифтах.—М.: Металлургия, 1986.—264 с. 2. Лифенко Н.Т. Гидродинамика металлургических газлифтных реакторов // Металлургия. Труды ДонГТУ. Вып. 14. — 1999. — С. 113-

118. 3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение, 1992. — 671 с. 4. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. — М.: Наука, 1976. — 279 с. 5. Гловацкая А.П. Методы и алгоритмы вычислительной математики. — М.: Радио и связь, 1999. — 408 с. 6. MathCAD 6.0 Plus. Финансовые, инженерные и научные расчеты в среде Windows 95./ Пер. с англ. — М.: Информационный дом "Филин", 1996. — 712 с. 7. Levenberg-Marquardt Method // The Art of Scientific Computing: University Press, Cambridge, 1990. Chapter 14. PP. 517-565.

Статья поступила в редакцию 25.01.2001г.

## ОПЫТ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ ДЕФЕКТΟΣКОПИИ ДЕТАЛЕЙ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ

Сидоров В.А., Ошовская Е.В., Гаркуша А.А.  
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*The experience of ultrasound defectoscopy using for complex form details control is shown. The basic stages of control process are described. Control result of expander's pole using ultrasound defectoscopy are performed.*

Ультразвуковой контроль целостности деталей нашел повсеместное применение. Этот метод имеет явные преимущества перед рентгеноскопией. Однако более широкому распространению метода для контроля деталей препятствует требование к простоте их формы.

Рассмотрим применение ультразвукового метода контроля для деталей сложной формы на примере штанг эспандера трубосварочного цеха.

Во время работы под действием растягивающих усилий в штангах возникают усталостные трещины в районе галтели 1 и в витках передней части 2 (рис.1). Это приводит к аварийным разрывам штанг и остановкам агрегата. Поэтому было принято решение заменять штанги через 1 год работы. Однако при этом не было известно, имеют ли заменяемые штанги дефекты или нет.

Для определения целостности этих штанг был использован ультразвуковой эхо-метод. Для получения достоверных результатов процесс контроля был разбит на три этапа.

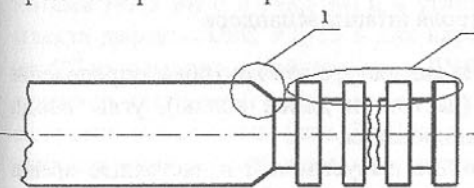


Рис.1. Места возникновения трещин в штангах

Первый этап заключался в сборе информации о характеристике штанг как изделия, режимах нагружения и эксплуатации, характеристике дефектов и выявлении мест наиболее вероятного появления дефектов.

Штанга представляет собой стержень диаметром 306 мм и длиной 10 м. С обеих сторон имеется нарезная часть, представляющая собой 12 витков, ширина и высота которых равна 12 мм, расстояние между витками составляет 12 мм (рис.2). Материал штанги - низколегированная углеродистая сталь. Технология изготовления - ковка, термообработка, токарная обработка, термообработка, токарная обработка. Структура металла - мелкозернистая. Чистота обработки - не ниже Rz 6.3.

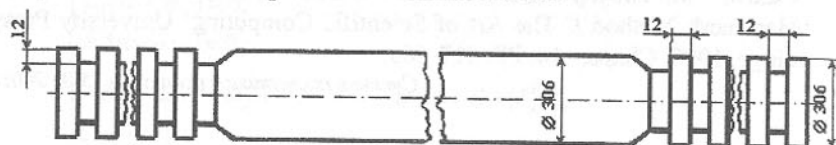


Рис.2. Схема контролируемой детали

В процессе эксплуатации штанги нагружаются растягивающими силами. Дефекты располагаются следующим образом (рис.3): в галтельной части - поперек волокон металла 1 (от поверхности штанги к его оси), в нарезной части - вдоль волокон (подрезы 3) под выступами нарезки и поперек волокон 2 в районе внутренних углов нарезки. Вид дефектов - подповерхностные микро- и макротрещины.

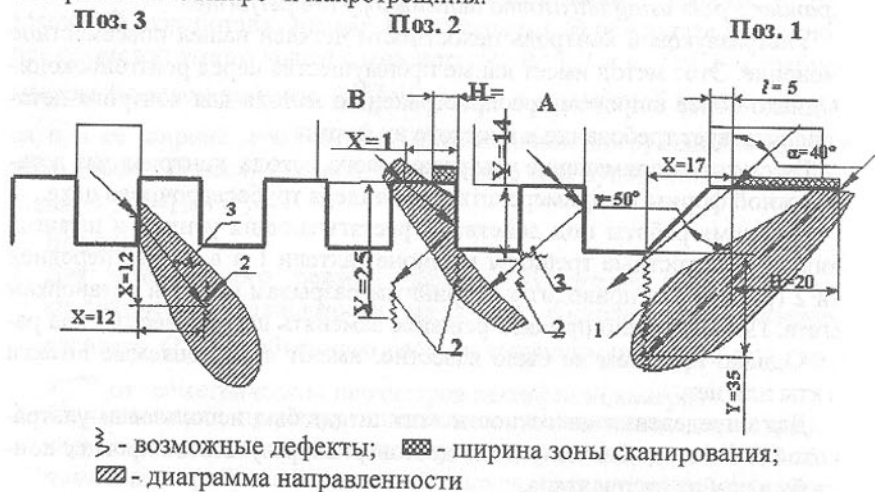


Рис.3. Схема контроля штанги эспандера

На втором этапе была выбрана аппаратура для контроля, определены параметры ультразвуковых волн (частота и длина волны), углы ввода ультразвука, направление и шаг сканирования.

Для работы был принят серийно выпускаемый в настоящее время дефектоскоп УД-12. Для контроля галтельной части были предварительно выбраны искательные головки с углом ввода ультразвука  $\alpha=40^\circ$  и резонансной частотой  $f=5$  МГц, входящие в комплект дефектоскопа.

Для контроля нарезной части были выбраны искательные головки с углом  $\alpha=40^\circ$  и частотой  $f=5$  МГц из комплекта дефектоскопа ДУК-66, так как они более подходят по своим конструктивным особенностям. При необходимости подобные головки можно изготовить самостоятельно. Параметры искательных головок представлены в таблице 1.

Таблица 1. Параметры искательной головки

| Параметр                               | Значение |
|----------------------------------------|----------|
| Угол ввода $\alpha$ , град.            | 40       |
| Частота $f$ , МГц                      | 5        |
| Стрела $l$ , мм                        | 5        |
| Габариты                               | 16×22×12 |
| Угол преломления $\gamma$ , град.      | 50       |
| Длина волны $\lambda$ , мм             | 1.16     |
| Ближняя зона $R_0$ , мм                | 5        |
| Угол расхождения луча $\theta$ , град. | 16       |

Далее, для визуализации и уточнения правильности выбора аппаратуры, была составлена схема (рис.3), на которой были прорисованы возможные дефекты, направления распространения и отражения ультразвука с учетом диаграммы направленности искательных головок и угла расхождения ультразвукового пучка  $\theta=16^\circ$ . При этом были также определены зоны ввода ультразвука, направление и шаг сканирования.

Затем для настройки чувствительности, уточнения выше приведенных параметров аппаратуры и расшифровки осциллограмм был изготовлен образец из близкого по акустическим свойствам материала, формой и размерами повторяющий фрагмент участка штанги, где необходимо было проводить контроль. Искусственные отражатели были выполнены в виде боковых сверлений диаметром 1 мм, залегающих на глубинах от 14 до 20 мм. Чувствительность была выбрана из расчета появления четкого, устойчивого импульса от дефекта и составляла 30 мм (эквивалентная чувствительность по эталону № 1).

В результате визуализации и эталонирования окончательно были выбраны для галтельной части искательные головки с резонансными частотами  $f=2,5$  МГц и  $f=3,5$  МГц и углом ввода ультразвука  $\alpha=40^\circ$  из комплекта дефектоскопа УД-12 и для нарезной части - головки с  $f=5$  МГц и  $\alpha=40^\circ$  из комплекта дефектоскопа ДУК-66. Так же было определено, что контроль галтельной части ведется прямым лучом, а нарезной части - однократно отраженным (рис. 3). Шаг сканирования искателем ограничивается шириной верхней плоскости витка и составляет 5 мм, но за счет расхождения пучка лучей позволяет уверенно выявлять дефекты, залегающие на глубине от 14 до 25 мм (рис.3, поз.2). Схема сканирования искательной



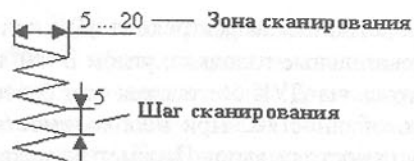


Рис.4. Схема сканирования искателем

непосредственно к штанге, и в зону контакта искателя со штангой подавалось минеральное масло.

При контроле галтельной части (см. рис.3, поз.1) искатель устанавливался на максимальное близкое расстояние к галтельному участку, предварительно покрытому контактирующей смазкой, при этом допускался выход стрелы искателя за пределы перепада толщины изделия на 5 мм. Ширина зоны сканирования – 5 мм, с поворотом искателя относительно линии прозвучивания на  $10^0 \dots 15^0$ . При этом глубина прозвучивания продольными волнами составляла от 14 до 33 мм.

Оценкой бездефектности галтельного участка является отсутствие импульсов на экране дефектоскопа в зоне автоматического сигнализатора дефектов (АСД).

При контроле подрезов и поперечных усталостных трещин в основании профиля нарезки (рис.3, поз.2, 3) искательная головка устанавливается на плоскость витка вплотную к передней грани (рис.3, поз.2). В этом положении прозвучивание изделия выполняется сдвиговыми однократно отраженными волнами. За счет расхождения пучка обеспечивается глубина прозвучивания от 12 до 20 мм (рис.3, поз.2).

При перемещении искателя в зоне сканирования (рис.3, поз.2) и прозвучивания изделия из впадин между витками (рис.3, поз.3) глубина обнаружения дефектов увеличивается до 33 мм. При этом на глубине от 20 до 33 мм дефекты будут выявляться в районе передней грани соседнего витка.

Оценкой отсутствия дефектов в зоне прозвучивания является не появление импульсов в зоне срабатывания АСД.

На рис.5 упрощенно представлены результаты контроля одной из штанг в виде развертки ее галтельной и нарезной части с указанием мест и глубины залегания дефектов (А).

Таким образом, из 16 предоставленных для контроля штанг десять имели дефекты как в нарезной, так и в галтельной части. В шести штангах дефекты не были обнаружены и срок их работы был продлен до 2 лет. Дублирование ультразвукового контроля акустическим методом показало идентичность результатов.

#### Выводы

1. В статье рассмотрены основные этапы работ по ультразвуковой дефектоскопии деталей сложной формы.

головкой приведена на рис.4.

На третьем этапе непосредственно был проведен ультразвуковой контроль штанг эспандера. С целью получения надежного контакта с изделием призмы искательных головок предварительно притирались

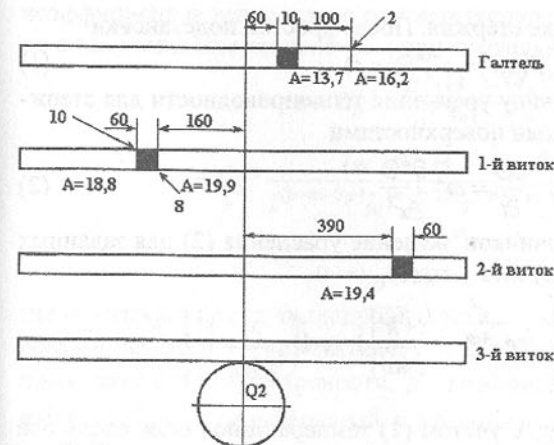


Рис.5. Схема расположения дефектов штанги Q

2. Использование широко распространенной аппаратуры позволяет рекомендовать данный подход для контроля деталей различной формы и размеров.
3. Проведенные работы подтвердили высокую эффективность метода ультразвукового контроля, позволившего выявить бездефектные штанги, продолжительность работы которых была увеличена.

Статья поступила в редакцию 25.01.2001г.

## ТЕМПЕРАТУРНОЕ СОСТОЯНИЕ ОСЕВОГО ИНСТРУМЕНТА В УСЛОВИЯХ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА

Татьянченко А.Г. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*Temperature condition of axis tools account to thermal convection are considered. Solution of problem was founded on the mathematical model of heat propagation on the semi-infinite bar account to heat abstraction from wall surface. Coefficients of convective heat transfer for base heat exchange circuit of axis tools are determinate.*

Одной из основных причин отвода тепла от нагретого осевого инструмента является конвективный теплообмен с окружающей средой или охлаждающей жидкостью. В осевом инструменте все тепловые источники расположены в зоне резания, что позволяет упростить расчетную схему и рассматривать его как стержень с тепловым источником на конце. В результате этого решение задачи конвективного теплообмена в осевом инструменте значительно упрощается. В работе [1] указывается, что в случае потерь тепла на боковой поверхности полубесконечного стержня с тепловым источником на конце дифференциальное уравнение распространения тепла будет иметь вид

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \omega^2 \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \delta T,$$

где  $\delta = \frac{\alpha^*}{c\rho}$ ,  $\alpha^* = \alpha k_1 d$  – линейный коэффициент теплоотдачи,  $T(x, t)$  – тем-

температура в произвольной точке стержня. После простой подстановки

$$T(x, t) = e^{-\delta t} \Theta(x, t) \quad (1)$$

это уравнение приводится к виду уравнения теплопроводности для стержня с адиабатическими боковыми поверхностями

$$\frac{\partial \Theta}{\partial t} = \omega^2 \frac{\partial^2 \Theta}{\partial x^2} \quad (2)$$

Используя метода источников, решение уравнения (2) для заданных тепловых условий можно получить в виде

$$\Theta(x, t) = \frac{2q\sqrt{\omega}}{\lambda\sqrt{\pi}} \left( \sqrt{te^{-\frac{x^2}{4\omega t}}} - \frac{x\sqrt{\pi}}{\sqrt{4\omega}} \left[ 1 - \operatorname{erf}\left(\frac{x}{\sqrt{4\omega t}}\right) \right] \right).$$

где  $\operatorname{erf}(u) = \sqrt{1 - e^{-1,26u}}$ . Тогда, с учетом (1) температурное поле вдоль оси инструмента при конвективном теплообмене определяется выражением

$$T(x, t) = e^{-\delta t} \frac{2q\sqrt{\omega}}{\lambda\sqrt{\pi}} \left( \sqrt{te^{-\frac{x^2}{4\omega t}}} - \frac{x\sqrt{\pi}}{\sqrt{4\omega}} \left[ 1 - \operatorname{erf}\left(\frac{x}{\sqrt{4\omega t}}\right) \right] \right), \quad (3)$$

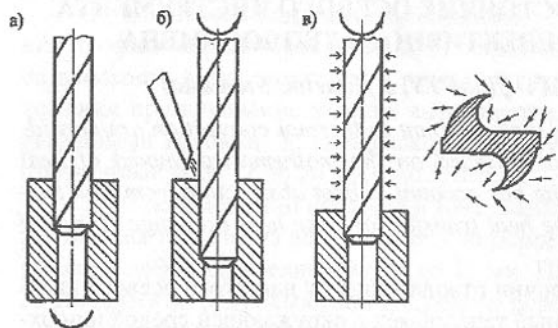


Рис.1. Схемы конвективного теплообмена

естественный теплообмен (рис. 1а), продольное обтекание осевого инструмента при движении вдоль стружечных канавок смазочно-охлаждающей жидкости (рис. 1б) и поперечное обтекание осевого инструмента (рис. 1в). На практике при работе осевого инструмента одновременно осуществляется конвективный теплообмен по нескольким схемам, однако при этом используются коэффициенты теплоотдачи, определенные для простых схем конвективного теплообмена.

В результате анализа критериальных уравнений для различных схем теплообмена и преобразования их с учетом критериев подобия и условий работы осевого инструмента были получены следующие зависимости для

коэффициентов теплоотдачи соответственно при естественном теплообмене и вынужденном теплообмене при продольном и поперечном обтекании:

$$\alpha = C g^n \frac{\lambda \beta^n (\Theta_s - \Theta_0)^n}{l^{(1-3n)} \omega^n \nu^n}, \quad (4)$$

$$\alpha = C g^p \frac{\lambda w^m \beta^p (\Theta_s - \Theta_0)^p}{l^{(1-m-3p)} \omega^{(n+0,25)} \nu^{(m+2p-n-0,25)}} \operatorname{Pr}^{-0,25} (\Theta_s), \quad (5)$$

$$\alpha = C \frac{\lambda w^m}{l^{(1-m)} \omega^{(n+0,25)} \nu^{(m-n-0,25)}} \operatorname{Pr}^{0,25} (\Theta_s), \quad (6)$$

где  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности,  $l$  - характерный размер,  $w$  - скорость омывания,  $\nu$  - кинематический коэффициент вязкости,  $\omega$  - коэффициент температуропроводности,  $\beta$  - коэффициент объемного расширения,  $g=9,81 \text{ м/с}^2$ ,  $C$  - безразмерный коэффициент,  $\operatorname{Pr}(\Theta_s)$  - зависимость критерия Прандтля от температуры поверхности для охлаждающей среды.

Коэффициенты  $n$ ,  $m$ ,  $p$  и  $C$  в уравнениях (4)-(6) определяются опытным путем в зависимости от величины  $Re$  и соотношения  $Gr \cdot Pr$ . Так, при естественной конвекции в уравнении (4) согласно данным [4] при  $Gr \cdot Pr > 1000$  и горизонтальном расположении стержня  $C=0,5$  и  $n=0,25$ , а при вертикальном положении  $C=0,76$  и  $n=0,25$ . Поскольку естественная конвекция наиболее характерна для спокойного сухого воздуха ( $\lambda=0,0259 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ ;  $\omega=0,0000214 \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\nu=0,00001506 \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $\beta=0,00341 \text{ град}^{-1}$ ), уравнение (4) можно представить в виде:

$$\alpha = 1,9851 l^{-0,25} (\Theta_s - \Theta_0)^{0,25}, \quad (7)$$

$$\alpha = 3,017 l^{-0,25} (\Theta_s - \Theta_0)^{0,25} \quad (8)$$

соответственно для горизонтального и вертикального положения.

Для условий вынужденного конвективного теплообмена при продольном обтекании осевого инструмента охлаждающей жидкостью независимые коэффициенты в (5) согласно данным [2] будут равны  $C=0,15$ ;  $m=0,33$ ;  $n=0,43$ ;  $p=0,1$ ; при  $Re < 2000$  и  $C=0,21$ ;  $m=0,8$ ;  $n=0,43$ ;  $p=0$ ; при  $Re > 2000$ . С учетом этого уравнение (5) при продольном обтекании водой ( $\lambda=0,599 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ ,  $\nu=0,000001006 \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $\omega=0,000000143 \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $\beta=0,000181 \text{ 1/град}$ ) со скоростью  $V_0$  принимает вид:

$$\alpha = 270,99 V_0^{0,33} l_0^{-0,37} (\Theta_s - \Theta_0)^{0,1} (0,5505 + 0,003188 \Theta_s), \quad (9)$$

$$\alpha = 2978,73 \lambda V_0^{0,8} l_0^{-0,2} (0,5505 + 0,003188 \Theta_s). \quad (10)$$

соответственно при  $Re < 2000$  и  $Re > 2000$ . Критерием применимости формул (9) и (10) является  $V_0 l_0 = 0,002012$ . Практически для всех случаев продольного обтекания осевого инструмента применяется формула (10).

Анализируя и обобщая имеющиеся данные [2,3,4] о значениях независимых коэффициентов в уравнении (6) для условий вынужденного кон-

вективного теплообмена при поперечном обтекании сечения инструмента можно принять следующие значения коэффициентов  $C=0,56$ ;  $m=0,5$ ;  $n=0,36$ ;  $p=0$ ; при  $Re<1000$  и  $C=0,28$ ;  $m=0,6$ ;  $n=0,36$ ;  $p=0$ ; при  $Re>1000$ . При обтекании боковой поверхности вращающегося сверла (рис.1в) и других видов осевого инструмента скорость потоков, обтекающих стружечную канавку, равна скорости потоков, захваченных режущим клином инструмента. Поэтому можно считать, что скорость поперечного обтекания осевого инструмента  $w$  равна линейной скорости вращения режущих кромок  $V$ . Характерный размер  $l$  инструмента при поперечном обтекании стержневых элементов сложной формы определяется согласно [2,4] как  $l = 4F/P$ , где  $F$  – площадь, а  $P$  – периметр поперечного сечения. Для осевого инструмента выражения  $F$ ,  $P$  и  $l$  можно представить как функции его диаметра  $P = k_1 d$ ,  $F = k_2 d^2$ ,  $l = k_d d$ , где  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_d$  могут быть определены исходя из его геометрии сечения инструмента. При поперечном обтекании сухим воздухом ( $\lambda=0,0259$  Вт/м\*град;  $\omega=0,0000214$  м<sup>2</sup>/с;  $\nu=0,00001506$  м<sup>2</sup>/с), пренебрегая зависимостью коэффициента теплоотдачи от температуры обтекаемой поверхности, уравнение (6) можно представить в виде:

$$\alpha = 3,2921V^{0,5}k_d^{-0,5}d^{-0,5}, \quad (11)$$

$$\alpha = 4,9952V^{0,6}k_d^{-0,5}d^{-0,4}. \quad (12)$$

соответственно при  $Re<1000$  и  $Re>1000$ . Граничным условием применения формул (11) и (12) является  $Vkd = 0,0156$ . При  $V < 60$  м/с и  $d < 20$  мм коэффициент  $\alpha$  определяется по формуле (11).

Таким образом, зная характер распределения тепла вдоль оси стержня с адиабатическими боковыми поверхностями и коэффициент теплоотдачи при конвективном теплообмене можно определить характер изменения температурного поля в инструменте с учетом конвективного теплообмена. Так, в случае поперечного обтекания осевого инструмента сухим воздухом коэффициент  $\delta$  в (3) будет равен

$$\delta = \frac{3,292k_1\sqrt{Vd}}{c\rho\sqrt{k_d}}, \quad (13)$$

а температура в произвольной точке вдоль оси инструмента с координатой  $x$  в момент времени  $t$  будет определяться зависимостью

$$T(x,t) = e^{-\frac{3,292k_1t}{c\rho}\sqrt{\frac{Vd}{k_d}}} \frac{2q\sqrt{\omega}}{\lambda\sqrt{\pi}} \left( \sqrt{te^{-\frac{x^2}{4\omega}}} - \frac{x\sqrt{\pi}}{\sqrt{4\omega}} \left[ 1 - \operatorname{erf}\left(\frac{x}{\sqrt{4\omega t}}\right) \right] \right).$$

На рис.2 приведены диаграммы изменения температур вдоль оси спирального сверла из быстрорежущей стали ( $\omega=0,057 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с) диаметром 18 мм с учетом и без учета конвективного теплообмена. Интенсивность теплового потока вдоль оси сверла, соответствующую  $V=45$  м/мин

и  $V_{II}=60$  мм/мин, согласно [5] принята равной  $q=0,8$  Дж/мм<sup>2</sup>с,  $k_d=0,396$ ,  $k_1=3,833$ ,  $\delta=0,002029$ . Для проверки адекватности разработанной математической модели были проведены экспериментальные замеры температур по длине заземленного сверла при нагреве торца инструмента специальными печами, моделирующими заданную мощность теплового потока. Средние результаты экспериментальных замеров в точках с координатами 30 и 60 мм приведены на рис.2. Экспериментальные значения температур оказались несколько выше расчетных. Это связано с тем, что в ходе эксперимента инструмент оставался неподвижным, а, следовательно, подвергался естественной конвекции. В рассматриваемом случае для условий естественной конвекции коэффициент  $\delta$  в (3) будет равен  $\delta=0,000421(\Theta_s - \Theta_0)^{0,25}$ . Диаграмма изменения температур по длине сверла при естественном теплообмене приведены на рис.2.

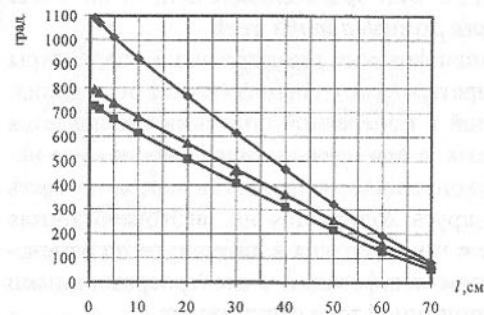


Рис. 2. Распределение температур по длине сверла с учетом и без учета конвекции

— Без учета конвекции — Вынужденная конвекция  
— Естественная конвекция + Эксперимент

Таким образом разработанная математическая модель распределения температур по длине осевого инструмента позволяет учитывать теплоотвод с поверхности инструмента для всех видов конвективного взаимодействия с окружающей средой и определять оптимальные условия обработки, обеспечивающие минимальную температуру инструмента. Разработанная математическая модель позволяет определять текущую и максимальную температуру в любой точке вдоль оси инструмента при нестационарном теплообмене и установить время перехода к стационарному теплообмену при котором температура инструмента практически не изменяется. Математические зависимости для определения коэффициента теплоотвода  $\alpha$  для различных видов конвективного теплообмена могут быть использованы при численных теплофизических исследованиях осевого инструмента методом конечных элементов.

Список литературы: 1. Кошляков Н.С., Глинер Э.Б., Смирнов М.М. Уравнения в частных производных математической физики. – М.: Высшая школа, 1970. – 712 с. 2. Резников А.Н., Резников Л.А. Тепловые процессы в технологических системах. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с. 3. Тепло-



техника / Под. ред. В.Н.Луканина. – М.: Высшая школа, 1999. – 671 с. 4. Теплотехника / Под. ред. А.П.Баскакова. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 224 с. 5. Пашацкий Н.В., Шульц С.В., Тришин А.А. Нагрев инструмента при сверлении в условиях естественной конвекции // СТИН. – 1996. – №3. – С. 22-24.

Статья поступила в редакцию 31.01.2001г.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ФОРМИРОВАНИЯ ОСЕВОГО ПРОФИЛЯ КРУГА ПРИ АЛМАЗНОМ ШЛИФОВАНИИ С ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННЫМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ

Цокур В.П., Гринев А.А. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

*Results of researches of grinding time influence on axial profile of wheel at grinding of high-speed steel P6M5Ф3 with spark erosion actions on wheel working surface in autonomic zone are presented in the work.*

В зависимости от способа шлифования геометрические параметры рабочего профиля круга (РПК) претерпевают специфические изменения. Так, при шлифовании с продольной и поперечной подачами наблюдается понижение профиля круга на торцах, а при врезном шлифовании из-за неравномерного износа возникают конусность, выпуклость или вогнутость профиля. Погрешность профиля круга копируется на заготовке, снижая точность обработки [1, 2]. Вместе с тем, сведения в литературе по изменению осевого профиля при алмазном шлифовании с электроэрозионными воздействиями (ЭЭВ) на РПК в автономной зоне отсутствуют.

В связи с этим, на кафедре металлорежущих станков и инструментов под руководством д.т.н., проф. Матюхи П.Г. были проведены эксперименты по влиянию времени шлифования на осевой профиль алмазного круга. Эксперименты проводили при обработке быстрорежущей стали Р6М5Ф3 алмазным кругом 1А1 250×76×16×5 АС6 250/200-4-М2-01 на плоскошлифовальном станке модели 3Г71, модернизированном для шлифования с ЭЭВ на РПК в автономной зоне. В качестве источника технологического тока использовали блок питания ИТТ-35, рабочей средой был 0,3%- ный водный раствор кальцинированной соды. Параметры РПК исследовали после правки, 15, 30, 45, 60 мин шлифования на следующих режимах: механических  $V_k = 35$  м/с;  $S_{np} = 6$  м/мин;  $S_{non} = 1,5$  мм/ход,  $t = 0,015$  мм; электрических  $U_{xx} = 50$  В.

В исследованиях осевого профиля использовали следующие методы: измерение 30 координат РПК; профилографирование шлифовального круга вдоль оси вращения круга; шлифование концевых мер осевым профилем круга, сформированным правкой или в процессе шлифования.

Измерение координат рабочей поверхности проводили в шести ради-

альных сечениях и пяти точках вдоль оси круга с использованием разработанного устройства для контроля износа алмазных кругов, позволяющего проводить замеры непосредственно на станке.

Устройство для измерения износившегося или удалённого алмазного слоя круга формы 1А1 (рис. 1) состоит из массивного жёсткого корпуса 1, установленного на корпусе 2 шпиндельного узла плоскошлифовального станка модели 3Г71, и съёмной измерительной плиты 3. Плита с закреплёнными на ней индикатором часового типа 4 с ценой деления 0,001 мм и лупой Бринеля 5 при измерениях входит в имеющиеся в корпусе устройства направляющие типа “ласточкин хвост”. Направляющие обеспечивают точность перемещения плиты вдоль оси круга и имеют узел регулировки зазора. Торец измерительной плиты упирается в винт микрометра 6 модели МК 0-25, установленного на корпусе устройства.

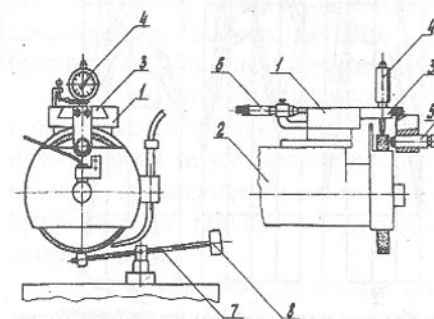


Рис. 1. Схема устройства для контроля износа круга

Для обеспечения доступа к рабочей поверхности кожух шлифовального круга имеет съёмную часть, которая убирается перед проведением измерения. На торцевой поверхности круга наносятся шесть симметричных маркированных радиальных рисок, которые с помощью шкалы на лупе Бринеля позволяют с высокой точностью установить исследуемое продольное сечение РПК в измерительное положение. С использованием микрометра 6 измерительная площадка индикатора 4 выводится в точку с заданной координатой в осевом направлении.

Для устранения имеющихся зазоров между шпинделем и вкладышами подшипника скольжения шпиндельного узла станка при измерениях, а следовательно, повышения точности базирования, использовался рычаг 7 с закреплённым на нём грузом 8. С целью исключения влияния возникающих в процессе обработки вибраций на положение измерительной базы индикатора при шлифовании измерительная плита снималась с корпуса устройства.

Для контроля идентичности баз перед измерением в каждом сечении проводилась проверка базы индикатора с помощью проверочного устройства.

Описанное устройство для измерения износа круга обеспечивает:

- надёжность базирования измерительной плиты относительно РПК;
- достаточно высокую точность воспроизведения координат точек поверхности круга при измерениях;

– отсутствие зазоров в подшипниках шпиндельного узла при выполнении измерений.

Погрешность воспроизведения координат точек РПК в осевом направлении за счёт использования микрометра составляет 0,005 мм, перпендикулярно образующей круга с помощью лупы Бринеля – 0,014 мм, что вполне достаточно при измерениях износа круга.

Результаты исследования осевого профиля круга АС6 250/200-4-М2-01 после электроэрозионной правки (ЭЭП) и шлифования с ЭЗВ на РПК в автономной зоне приведены на рис. 2.

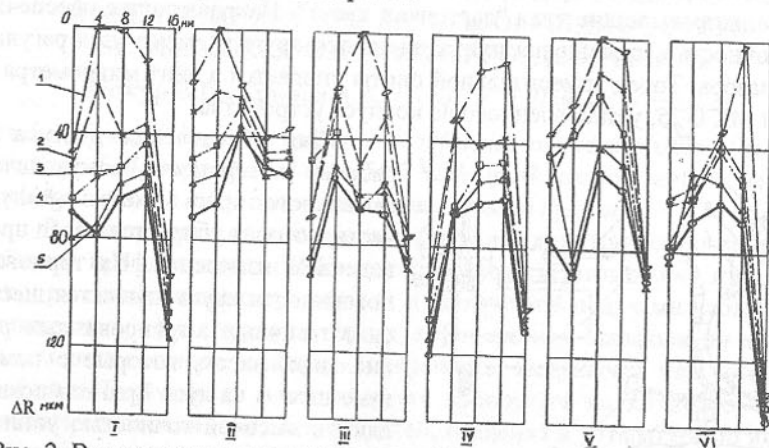


Рис. 2. Влияние времени шлифования быстрорежущей стали Р6М5Ф3 на изменение осевого профиля круга в радиальных сечениях I - VI  
1 – координаты рельефа после правки; 2 – после 15 минут шлифования; 3 – после 30 минут шлифования; 4 – после 45 минут шлифования; 5 – после 60 минут шлифования.

Анализ приведенных графиков позволяет сделать следующие выводы:

- характер рельефа круга, полученный после правки, в большинстве случаев сохраняется (рис. 2 радиальные сечения II, IV, V, VI), а после 30 минут шлифования идентичность профиля наблюдается во всех сечениях;
- профиль на торцах круга занижен, что обусловлено шлифованием с поперечной подачей.

Максимальные величины отклонения профиля круга от прямолинейности в различных сечениях, в зависимости от времени шлифования приведены в табл. 1.

Анализ приведенных данных позволяет констатировать, что отклонение поверхности РПК от цилиндричности, характеризуемый максимальным отклонением от прямолинейности в VI сечении, с увеличением времени снижается и после 60 минут обработки уменьшается на 38%.

Таблица 1. Отклонение профиля круга АС6 250/200-4-М2-01 от прямолинейности в зависимости от времени шлифования стали Р6М6Ф3

| Радиальные сечения | Отклонение от прямолинейности $\Delta$ , мкм |              |              |              |
|--------------------|----------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|
|                    | После правки                                 | После 15 мин | После 30 мин | После 60 мин |
| I                  | 2                                            | 3            | 4            | 5            |
| II                 | 93                                           | 81           | 54           | 52           |
| III                | 37                                           | 21           | 21           | 33           |
| IV                 | 76                                           | 60           | 40           | 37           |
| V                  | 94                                           | 68           | 61           | 60           |
| VI                 | 85                                           | 75           | 67           | 41           |
|                    | 130                                          | 97           | 96           | 80           |

Применяемый нами при исследованиях контактный метод характеризует осевой профиль в отдельных дискретных точках, при этом определить положение измерительного наконечника (на зерне или на связке) не представляется возможным. Поэтому, точность используемого метода требует оценки. Эту задачу решали методом профилографирования.

Исследование погрешности геометрической формы круга проводили с помощью специального устройства, которое позволяет осуществить запись профиля поверхности круга непосредственно на станке. Оно состоит из узла профилографирования и комплекта приборов профилометра-профилографа: датчика, электронного блока и записывающего прибора - профилографа.

Как показали исследования (рис. 3), значения отклонения от прямолинейности в идентичные периоды обработки, полученные методом профилографирования, отличаются в 6,5 раза (после правки) и в 2,4 – 2,7 раза после 30 и 60 минут шлифования в меньшую сторону.

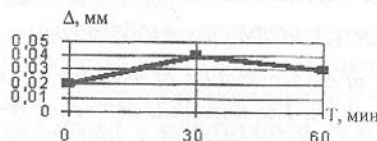


Рис. 3. Влияние продолжительности шлифования стали Р6М5Ф3 на отклонение от прямолинейности профиля круга в осевом сечении

Вместе с тем, профиль обработанной поверхности на детали формируется наложением ряда осевых сечений РПК. В связи с этим, отклонение от прямолинейности на детали должно отличаться от непрямолинейности отдельного осевого сечения РПК. Оценку этих различий проведем, исследуя отклонения от прямолинейности профиля образца, обработанного врезным шлифованием кругом, параметры профиля которого приведены выше. Запись профиля образца проводили на профилографе-профилометре завода «Калибр». Полученные данные по отклонению от прямолинейности образца приведены на рис. 4.

Как видно из рис. 4, значения отклонения от прямолинейности на образце меньше значений, полученных методом профилографирования в

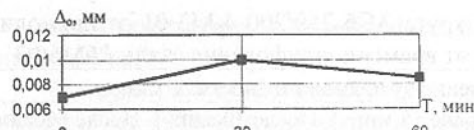


Рис. 4. Отклонение от прямолинейности образца, обработанного врезным шлифованием

3,3 раза после правки, в 4 и 3,5 раза соответственно после 30 и 60 минут шлифования.

Таким образом, проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

- отклонения от прямолинейности отдельных профилей РПК не могут характеризовать количественно отклонения от прямолинейности на детали;
- контактный метод дает завышенные значения отклонения от прямолинейности по сравнению с методом профилографирования;
- при шлифовании с электроэрозионным воздействием на РПК с увеличением времени обработки непрямолинейность профиля возрастает.

**Список литературы:** 1. Троянов Ю.М. Качество поверхности и точность геометрической формы профиля алмазных кругов после правки//Резание и инструмент.-1979 Вып. 21, с.111-118 2. Пахалин Ю.А. Алмазное контактно-эрозионное шлифование. - Л.: Машиностроение, 1985 – 178 с.

Статья поступила в редакцию 29.01.2001г.

## МОДЕРНИЗАЦИЯ ШЛИФОВАЛЬНЫХ СТАНКОВ ДЛЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ОБРАБОТКИ С ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННЫМИ УПРАВЛЯЮЩИМИ ВОЗДЕЙСТВИЯМИ НА РАБОЧУЮ ПОВЕРХНОСТЬ КРУГА

Цокур В.П., Стрелков В.Б., Хохлов А.А. (ДонГТУ, Донецк, Украина)

*In clause the analysis of the existing circuits of modernization of machine tools for realization of electro-erosive influence is given. The universal device for realization of electro-erosive influences on a working surface of a circle is designed and the examples of his use are described at modernization of machine tools of models 3B642 and 3Д711АФ11.*

Эксплуатационные показатели работы детали в изделии в большой мере зависят от качества финишных операций, которым они подвергаются. Для достижения этих целей широко применяют шлифование алмазными кругами на металлических связках [1]. Вместе с тем, в результате того, что алмазные зерна прочно удерживаются металлической связкой, при обычном алмазном шлифовании на поверхности зерен образуются площадки износа, а межзеренное пространство заполняется шламом (рабочая поверхность засаливается), что приводит к ухудшению режущих свойств рабочей поверхности круга (РПК) и, соответственно, к снижению качества и

производительности обработки.

Высокую работоспособность алмазных кругов можно обеспечить правкой, а в процессе обработки поддерживать с помощью управляющих воздействий. Одним из высокоэффективных видов правки и управляющих воздействий на РПК алмазных кругов на металлической связке является электроэрозионный способ с подводом электрической энергии в автономную зону. Он позволяет сформировать заданные параметры рабочей поверхности круга и поддерживать их в течение всего времени обработки. Правка с электроэрозионным воздействием на РПК осуществляется с использованием источников технологического тока (генераторы типа ШГИ, блоки питания ИТТ-35, выпрямители постоянного тока), в среде 0,3 %-го водного раствора кальцинированной соды на модернизированном оборудовании.

При этом модернизация серийного оборудования заключается в:

- оснащении станка устройством для реализации электроэрозионных воздействий в автономной зоне и обеспечении токоподвода к нему;
- электроизоляции инструмента и устройства для закрепления заготовки от общей конструкции станка;
- обеспечении токоподвода к электроду-инструменту и вращающемуся алмазному кругу.

Анализ схем модернизации серийных круглошлифовальных [2], внутришлифовальных [2], заточных [3,4], плоскошлифовальных [5] станков позволяет сформулировать следующие общие требования к решаемым задачам:

- а) устройство для электроэрозионных воздействий на РПК в автономной зоне должно быть универсальным и обеспечивать его установку на различные типы станков;
- б) скорость скольжения токопроводящей щетки по токоснимающему устройству должна быть минимальна;
- в) электроизоляция шлифовального круга должна вносить минимальные изменения в конструкцию фланцев для закрепления круга на шпинделе станка и не нарушать точности базирования фланцев;
- г) электроизоляция деталей не должна нарушать точности её установки при закреплении;
- д) в процессе обработки электроизоляция узлов станка не должна нарушаться скапливающимся шламом.

Учитывая положительные наработки конструктивных решений в известных способах модернизации [2,3,4,5], а также сформулированные выше требования, нами под руководством д.т.н., проф. Матюхи П.Г. разработано устройство для осуществления электроэрозионных воздействий на РПК и осуществлена модернизация заточного станка модели 3B642, а также плоскошлифовального станка модели 3Д711АФ11.



Устройство (рис. 1) состоит из корпуса 1, снабженного призматическими направляющими 2, на которых расположены шарики 3 с сепаратором. С шариками сопряжены призматические направляющие 4 салазок 5.

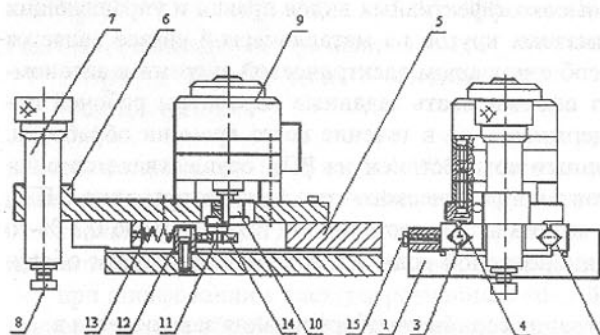


Рис. 1. Схема устройства для осуществления электроэрозионного воздействия на РПК

На салазках смонтирован кронштейн 6, в отверстие которого вставлен механизм радиальной подачи 7 электрода - инструмента 8, изолированного от общей конструкции устройства. На кронштейне также смонтирован электродвигатель 9 марки РД-09 ( $n = 10$  об/мин). На ось электродвигателя установлена втулка 10 с эксцентричной осью 11. В корпусе закреплен порожек 12, который пружиной 13 прижимается к шарикоподшипнику 14, одетому на ось 11. При вращении двигателя эксцентриситет оси 11 обеспечивает перемещение салазок вдоль оси круга с частотой десять двойных ходов в минуту и амплитудой 10 мм. Зазоры между плитой и салазками устраняются винтами 15, что обеспечивает надежное базирование механизма радиальной подачи электрода-инструмента.

Разработанное устройство является универсальным и может быть установлено на любом модернизируемом оборудовании для шлифования деталей алмазными кругами. При этом изменяется лишь кронштейн для крепления устройства к шлифовальной бабке станка.

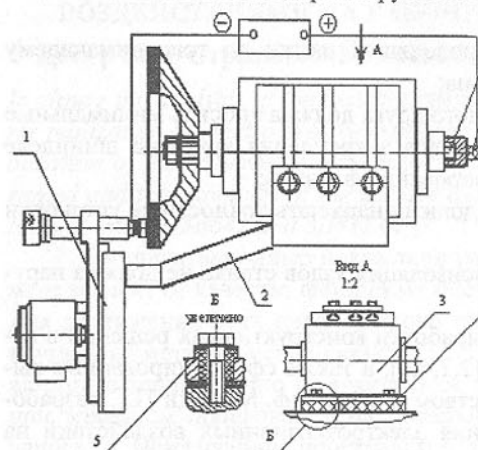


Рис. 2. Модернизация заточного станка мод. 3В642

При модернизации заточного станка мод. 3В642 (рис. 2) устройство 1 для электроэрозионных воздействий на РПК закреплено с помощью кронштейна 2, установленного на верхней плоскости шлифовальной головки 3 и закрепленного с помощью винтов в Т-образных пазах. Шлифовальная головка изолирована от станины с помощью текстолитовой прокладки 4. Крепление шлифовальной головки к станине осуществляется через специальные текстолитовые втулки 5 (рис. 2.Б). Подвод тока к шлифовальному кругу осуществляется через стакан 6, накрученный на конец шпинделя. Положительный полюс источника технологического тока подключен к щетке 7, отрицательный - к электроду инструмента.

При модернизации плоскошлифовального станка мод. 3Д711АФ11, устройство 1 для электроэрозионных воздействий на РПК через кронштейн 2 крепится к шлифовальной бабке 3 (Рис. 3).

При этом в кожухе 4 выполнены два отверстия, через одно из которых проходит механизм радиальной подачи с электродом-инструментом, а через другое - графитовая щетка 5. Электроизоляция шлифовального круга 1 (рис. 4) осуществляется с помощью слюдяной прокладки 2, находящейся между конической поверхностью шпинделя 3 и аналогичной поверхностью неподвижного фланца 4. Ток подвод к неподвижному фланцу осуществляется через пробку 5, вкрученную в резьбовое отверстие. Положительный полюс источника технологического тока подключен к шлифовальному кругу, отрицательный - к электроду-инструменту.



Рис. 3. Модернизация плоскошлифовального станка мод. 3Д711АФ11

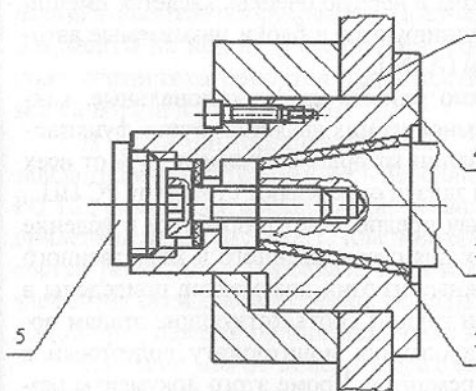


Рис. 4. Схема электроизоляции алмазного шлифовального круга о шпинделя станка

**Список литературы:** 1. Сучасні інструментальні матеріали для оброблення різанням / Балалацький В.В., А.М. Гурій, В.П. Головінов, В.П. Щербаков. — К.: Техніка, 1999. — 120 с. 2. Пахалин Ю.А. Алмазное контактно-эрозионное шлифование. — Л.: Машиностроение, 1985. — 178 с. 3. Прогрессивные методы абразивной обработки металлов /И.П. Захаренко, Ю.Я. Савченко, В.И. Лавриненко, С.М. Дихтяренко / под ред. И.П.Захаренко. — К.: Техника, 1990. — 152 с. 4. Яковенко Л.Д. Электроалмазное шлифование и заточка металлорежущих инструментов. — К.: Камеяр, 1974. — 64 с. 5. Матюха П.Г. Научные основы стабилизации выходных показателей алмазного шлифования с помощью управляющих воздействий на рабочую поверхность круга. — Диссертация на соискание ученой степени док. техн. наук: 05.03.01 —М., 1995. — 456 с.

Статья поступила в редакцию 30.01.2001г.

## МЕНЕДЖМЕНТ РЕМОНТНОЙ СЛУЖБЫ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ЦЕХА

Ченцов Н.А., Дойнов А.Р., Седуш В.Я.  
(ДонГТУ, ЗАО «ИстилДМЗ» г. Донецк)

*The Computerized Maintenance Management System of physical asset manufacturing shop guesses mining and usage of the automated workstations. In the article the complex of problems of definition of their structure and requirements to them reviewed.*

Ремонтная служба производственного цеха (РС ПЦ), кроме выполнения собственно ремонтных воздействий, решает ряд организационных задач. Автоматизация ремонтной службы в первую очередь касается именно организационных задач, которые группируются в блоки называемые автоматизированными рабочими местами (АРМ).

Организационные задачи можно разбить на функциональные, контроля и развития [1]. Наиболее объемной из них является группа функциональных задач, трудоемкость реализации которых составляет 95% от всех организационных задач. Именно эти задачи определяют структуру РС ПЦ.

Решение функциональных задач предполагает разработку и ведение различных документов необходимых для своевременного и качественного проведения ремонтов. Наиболее важные из этих документов приведены в таблице 1, где они разделены на три группы соответствующие этапам организационной деятельности: планированию; мониторингу подготовки к ремонтам; описанию выполненных ремонтов. Кроме этого документы разделены по виду ресурса, для описания которого они используются.

Планирование ремонтов, запасных частей (запчастей) и других ресурсов выполняется с учетом прогнозных сроков отказа элементов оборудования, данных о наличии на складах и заказанных ресурсах. Результатом

планирования является выдача ремонтной документации: ведомости дефектов (ВедДеф); ремонтной ведомости (РемВед); заказов на запасные части (заказ), производимые цехами управления главного механика (УГМ); заявки на изделия (заявкаИ) и материалы (заявкаМ), покупаемые у сторонних предприятий; заявка на ремонтные бригады (заявкаРБ) и др.

Мониторинг готовности (хода подготовки) к ремонтам включает контроль и учет: выполнения заказов цехами УГМ; поставок покупных изделий; готовности ремонтных бригад. Так же контролируются совпадение уточненных сроков отказа элементов оборудования и запланированных сроков его ремонта.

Описание ремонта выполняется после проведения ремонта и включает: списание использованных запасных частей; составление форм 2 по использованию ремонтных бригад; внесение данных о ремонте в агрегатный журнал и др.

Таблица 1. Документы РС ПЦ

| Этапы            | Вид ресурса            |              |              |              |          |          |                       |
|------------------|------------------------|--------------|--------------|--------------|----------|----------|-----------------------|
|                  | Сводная характеристика | Запчасти     | Материалы    | Изделия      | Бригады  | Финансы  | Отчет о использовании |
| Планирование     | ВедДеф, РемВед.        | Заказ        | ЗаявкаМ      | ЗаявкаИ      | ЗаявкаРБ | Смета    |                       |
| Мониторинг       | Контроль               | Номенклатура | Контроль     | Контроль     | Контроль | Контроль | Готовность к ремонту  |
| Описание ремонта | Агрегатный журнал      | Акт списания | Акт списания | Акт списания | Форма 2  | Форма 2  | Фактические расходы   |

Внутренней задачей планирования является прогнозирование сроков отказа элементов оборудования. Постольку эта задача является внутренней, документы по ней не формируются. Прогнозирование выполняется на основе: статистики ремонтов и диагностик; данных технологических нагрузок на детали и их свойствах.

В решении организационных задач в той либо иной степени задействован практически весь персонал РС ПЦ. Подобие задач, решаемых РС ПЦ различных предприятий, позволяет разработать ее типовую схему, приведенную на рисунке 1. Как видно из рисунка, такая схема показывает состав ремонтного персонала цеха и его взаимосвязи. Из наименований элементов схемы можно делать выводы о функциях, выполняемых данным лицом при решении организационных задач.

На схеме можно видеть подразделение, которое специализируется на вопросах планирования, организации и подготовке ремонта — «Бюро организации технического обслуживания» (БОТО). В решении задач этого бюро на этапах планирования и организации ремонтов принимают участие: механик, энергетик, электрик цеха; мастера по ремонту и др. Именно в

этом бюро разрабатывается, контролируется и анализируется основная масса документов, касающихся решения функциональных задач.

Однако перечень и методы задач, процедура обмена информацией между персоналом на таких схемах не видны. В связи с этим схема дополняется должностными инструкциями, более подробно описывающими работу персонала. В содержании таких инструкций можно выделить часть, касающуюся решению функциональных задач представителями персонала ремонтной службы приведенными на рисунке 1.

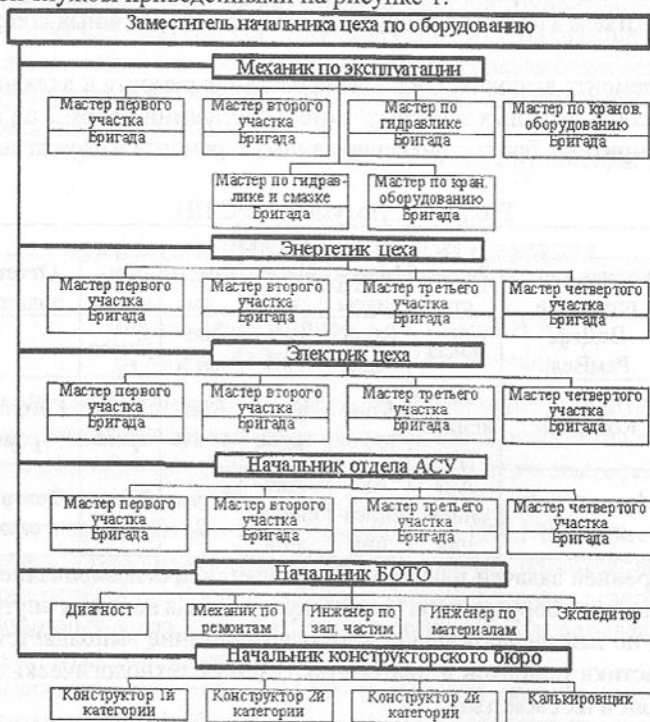


Рис. 1. Типовая схема организационной структуры РС ПЦ

В укрупненном виде содержание этой части по наиболее сложным и объемным задачам для ряда представителей РС ПЦ приведено ниже.

#### Мастер участка.

1. Разрабатывает черновые варианты документов: ведомости дефектов и ремонтных ведомостей; заказов на запчасти, материалы и ремонтные бригады.
2. Передаёт черновые варианты документов в БОТО механику по ремонтам для разработки ремонтной документации.
3. Распределяет работы между бригадами на основе ремонтной ведомости.
4. Принимает оборудование из ремонта и оценивает его качество.

5. Описывает проведенный ремонт (заполняет агрегатный журнал; списывает запчасти; подтверждает форму 2).

#### Начальник БОТО.

1. Разрабатывает планы ликвидации аварий.
2. Разрабатывает годовые графики текущих и капитальных ремонтов.
3. Разрабатывает должностные инструкции и карты организации труда, выполняет раскрепление оборудования за ремонтниками и технологами.
4. Занимается обучением персонала с целью повышения его квалификации.
5. Разрабатывает предложения по совершенствованию и развитию РС ПЦ.

#### Механик по ремонту.

1. Разрабатывает на основе черновых вариантов документов представляемых мастерами: ведомости дефектов; заказы на запчасти; заявки на материалы и ремонтные бригады; линейный график (к капитальным ремонтам); ремонтные ведомости; заявки на ремонтные бригады (к текущим ремонтам).
2. Выполняет упреждающую и аварийную разработку заказов на запчасти.
3. Выполняет планирование текущих ремонтов с учетом годового графика текущих ремонтов и прогнозных сроков отказа деталей оборудования.

#### Инженер по запчастям.

1. Учитывает выданные заказы и их размещения на выполнение.
2. Выдает номенклатуру.
3. Контролирует ход выполнения номенклатуры.
4. Учитывает степень выполнения заказов.
5. Контролирует полученные и списанные запчасти.
6. Учитывает наличие запчастей в цехе по местам хранения.
7. Планирует затраты на запчасти.

#### Инженер по материалам.

1. Формирует и выдает заявки на материалы.
2. Учитывает поступление и списания материалов.
3. Учитывает наличия материалов в цехе по местам хранения.
4. Планирует затраты на материалы.

Анализ организационной части должностных инструкций позволяет выделить функциональные задачи, решаемые в РС ПЦ, определить связи между ними. Подобие этих задач позволило разработать типовую схему функциональных задач, приведенную на рисунке 2.

Однако методы их решения в конкретном цехе определяются принятой стратегией ремонтов и подходом к их организации; квалификацией персонала; наличием вычислительной техники и необходимых прикладных программ. При этом возможна модификация схемы показанной, на рисунке 2.

Все задачи, приведенные на рисунке 2 предполагают обработку ин-



формации, следовательно, они относятся к группе задач менеджмента. И только одна задача, обведенная выделенной рамкой (выполнение ремонтного воздействия) предполагает выполнение физических воздействий на оборудование.



Рис. 2 – Схема функциональных задач РС ПЦ

Образ оборудования содержит любую информацию, характеризующую оборудование, которая необходима для планирования ремонтов, определения потребности запасных частей и решения других задач. Эта информация состоит из двух частей: 1) статической, которая не изменяется в процессе эксплуатации оборудования, например, название детали, ее масса; 2) динамической, которая изменяется с учетом текущего технического состояния (ТС) элемента оборудования, например, срок последнего ремонта, прогнозный срок отказа детали. Такая информация имеется по каждому элементу оборудования (машине, узлу, детали), находящемуся в производственном цехе.

**Список литературы: 1.** Ченцов Н.А. Задачи и структура ремонтной службы металлургического предприятия // Защита металлургических машин от поломок. “Межвузовский тематический сб. научных трудов” Мариуполь, ПТУ 1998г. Вып. № 3, с. 7-14.

Статья поступила в редакцию 30.01.2001г.

## ВИЗНАЧЕННЯ СКЛАДОВИХ ПОХИБОК ВИМІРЮВАЛЬНИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ, ОБУМОВЛЕНИХ ВЗАЄМОДІЄЮ З ОБ'ЄКТОМ

Чичикало Н.І. (ДонДТУ, м.Донецьк, Україна)

*In clause is shown what components it is necessary to take into account at calculation of weight of controllable environment in capacities of a complex design, which auxiliary mechanisms result in occurrence of asymmetry of distribution of forces on support. At the expense of change of forces of reaction in measuring support there are additional systematic errors. The block diagram IMS of a presence of weight is offered in view of these errors.*

Відомо, що зміщення центру ваги в ємностях щодо геометричної нейтралі під дією контрольованого середовища приводить до асиметрії розподілу вертикальних сил на кожний із первинних перетворювачів, що рівнозначно зміні кута нахилу (чутливості) його вихідних характеристик у процесі роботи об'єкта. Таким чином, при швидкозмінних навантаженнях за рахунок перерозподілу сил, що діють на первинні перетворювачі, останні будуть змінювати початкове настроювання рівнів “нуля шкали”. Це буде приводити до зміни сумарного значення вихідного сигналу, а отже, до появи додаткових складових похибок вимірювань. Щоб позбутися похибок, обумовлених впливом зміщення центру ваги в ємностях щодо геометричної нейтралі, необхідно оцінити чинники, що впливають, і знайти способи їхнього усунення.

Ємності, що темперують (темперзбірники), призначені для приготування рідких в'язких і жирових компонентів. Особливістю їхньої конструкції є наявність у середині обертових несиметричних мішалок, що в процесі накопичення, витрати і приготування маси періодично або безупинно перемішують її. Це створює несиметричні навантаження на вмонтовані в опорні конструкції. Одержання ідентичних характеристик магнітопружних перетворювачів вимагає дуже точної технології виготовлення і наявності додаткових електронних блоків для настроювання. Установка первинних перетворювачів з ідентичними характеристиками також не дає необхідного результату вимірів через наявність технологічних і конструктивних зв'язків. Тому складно забезпечити ідентичність характеристик навантаження ємностей. Ці обставини не дозволяють одержати необхідну точність контролю і накладають ряд обмежень на період знімання інформації, що не завжди задовольняє вимоги технологічного процесу. Щоб ці похибки оцінити кількісно, розглянемо розподіл сил на кожний із первинних перетворювачів у випадку темперзбірників (див. рис.1) [1].

У середині циліндричної ємності радіуса  $R$  навколо її вертикальної осі симетрії обертається рама АВ із кутовою швидкістю  $\omega$ . Розглянемо вплив зсуву центру ваги на реакції вимірювальних опор, а також розподіл

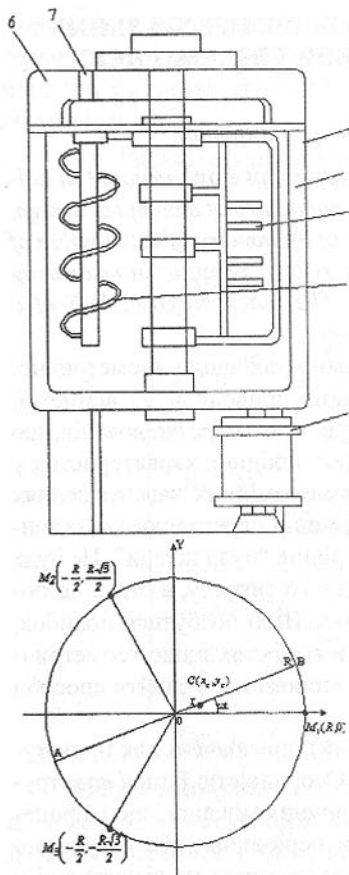


Рис.1. Схематичне зображення температурозбірника.

сил тиску на кожний із первинних перетворювачів, встановлених у місцях стикування основи температурозбірників з опорною площиною (рис. 1).

Температурозбірники 1 звичайно виконуються у формі циліндра з подвійними стінками для обігріву або охолодження завантажувальних мас. Щоб уникнути розшарування, появи осаду і для підтримки однорідності суміші, вони постачаються двома мішалками: рамкою з ножами 3 для горизонтального перемішування і здирання продукту, що нагрівається, з внутрішніх стінок, циліндра і спіраллю 4 із планетарним обертанням. Мішалки одержують обертання від електродвигуна 5, змонтованого насподі. Циліндрична ємність 6 має пароводяний обігрів, через вентилі надходять вода і пара. Відвід води відбувається через зливальну лійку. Завантаження роблять насосами або вручну, через верхню кришку 7.

Проекція центру ваги на дно ємності з матеріалом знаходиться в точці С ( $x_c, y_c$ ), що зміщена на відстань  $OC=r$  щодо вертикальної осі симетрії.

$M1(x1, y1)$ ,  $M2(x2, y2)$ ,  $M3(x3, y3)$  - точки розміщення трьох первинних перетворювачів, кути  $M1OM2$  і  $M2OM3$  рівні  $120^\circ$ .

У початковий момент  $t = 0$  рама займає положення уздовж осі ОХ (точка: У збігається з  $M1$ ). У будь-який момент часу  $t$  рама займає положення АВ, кут  $M1OB = \omega t$ .  
Маємо:

$$\begin{aligned} x_2 &= -\frac{R}{2}, & y_2 &= \frac{R\sqrt{3}}{2}, \\ x_3 &= -\frac{R}{2}, & y_3 &= -\frac{R\sqrt{3}}{2}. \end{aligned}$$

Знайдемо величини вертикальних сил  $F1, F2, F3$ , що діють у точках  $M1, M2, M3$ , на відповідні первинні перетворювачі в будь-який момент часу  $t$ . З теоретичної механіки для знаходження  $F1, F2, F3$ , маємо систему

рівнянь:

$$\begin{cases} F_1 + F_2 + F_3 = F \\ F_1 x_1 + F_2 x_2 + F_3 x_3 = F x_c \\ F_1 y_1 + F_2 y_2 + F_3 y_3 = F y_c \end{cases}$$

Підставляючи значення  $x_i; y_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ),  $x_c, y_c$ , одержимо:

$$\begin{cases} F_1 + F_2 + F_3 = F; \\ R \cdot F_1 - \frac{R}{2} \cdot F_2 - \frac{R}{2} \cdot F_3 = F_2 \cdot \cos \omega t; \\ OF_1 + \frac{R\sqrt{3}}{2} \cdot F_2 - \frac{R\sqrt{3}}{2} \cdot F_3 = F \cdot r \cdot \sin \omega t; \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_1 + F_2 + F_3 = F; \\ 2F_1 - F_2 - F_3 = F_2 \cdot \frac{r}{R} \cdot \cos \omega t; \\ F_2 - F_3 = 2F \cdot \frac{r}{R\sqrt{3}} \cdot \sin \omega t. \end{cases}$$

Вирішуючи цю систему з трьома невідомими  $F1, F2, F3$ , одержимо:

$$\begin{cases} F_1 = \frac{F}{3} \cdot \left( 1 + 2 \frac{r}{R} \cdot \cos \omega t \right); \\ F_2 = \frac{F}{3} \cdot \left( 1 + 2 \frac{r}{R} \cdot \cos(\omega t - 120^\circ) \right); \\ F_3 = \frac{F}{3} \cdot \left( 1 + 2 \frac{r}{R} \cdot \cos(\omega t - 240^\circ) \right). \end{cases} \quad (1)$$

Аналізуючи отриману систему рівнянь у пакеті Mathcad 7.0, очевидно, щоб зменшити вплив умов застосування датчиків можна шляхом внесення обмежень на знімання інформації тільки в статиці, тобто, коли рама знаходиться в стані спокою. Знаючи величини  $F1, r$  і  $R1$ , а також величину систематичної похибки в будь-якому місці знаходження рами, можна визначити величину, що вимірюється. На рис. 2 показаний процес зміни величини сумарної сили  $F$  під час роботи температурозбірника при

$$k = \frac{r}{R} = 0,4 \quad \text{за} \quad t = \frac{l}{2 \cdot \pi}.$$

На рисунку 2 показані характеристики: 1, 2, 3, 4 - при різних величинах кута нахилу характеристик перетворювачів. Таким чином, наявність асиметрії приводить до збільшення похибки значення сили, що діє на систему. Система рівнянь (1) дозволяє кількісно оцінити цю похибку.

Знаючи радіус  $R$  циліндричної ємності і величину зсуву місцезнаходження центру мас  $r$  щодо вертикальної осі симетрії ємності, а також величину зміни кута нахилу ( $\Delta\phi1, \Delta\phi2$ ) первинних перетворювачів під дією сил  $F1, F2, F3$ , можна проаналізувати процес зміни сумарних сил у будь-який момент часу при наявності асиметрії і визначати систематичну похибку вимірів  $\varepsilon$  (рис. 3), пов'язану з умовами застосування датчиків.

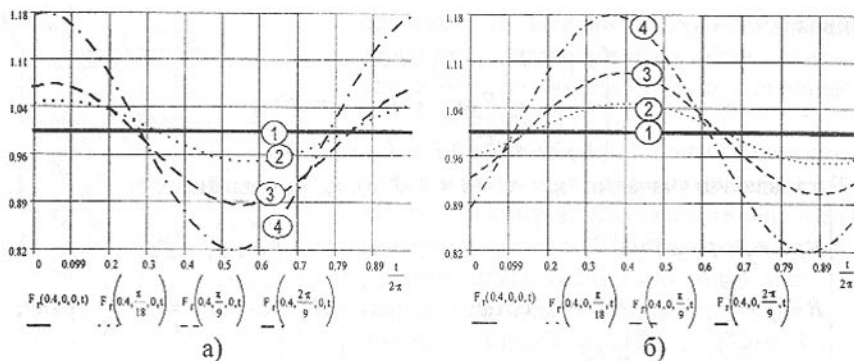


Рис. 2. Процес зміни сумарних сил при наявності зсуву центру ваги щодо геометричної нейтралі на величину  $k$ : а) - при зміні кута нахилу характеристики першого первинного перетворювача відносно номінального; б) - другого.

У залежності від обраного способу виміру сумарної сили для оцінки  $\varepsilon$  використовують середні

$$F_m(k, \Delta\varphi_1, \Delta\varphi_2) = \frac{\int_0^{2\pi} F_r(k, \Delta\varphi_1, \Delta\varphi_2, t) d\omega t}{2\pi}$$

або середньоквадратичні

$$F_d(k, \Delta\varphi_1, \Delta\varphi_2) = \sqrt{\frac{\int_0^{2\pi} (F_r(k, \Delta\varphi_1, \Delta\varphi_2, t))^2 d\omega t}{2\pi}}$$

значення вихідного сигналу перетворювачів сили, за період при  $k = r/R$ .

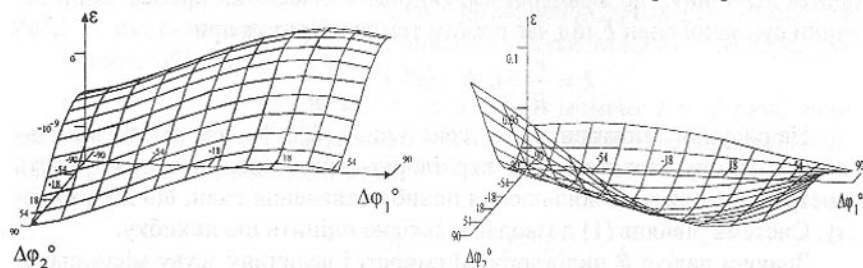


Рис. 3. Характер зміни систематичної складової похибки, обумовленої умовами застосування датчиків на темперзбірниках при наявності зсуви центру мас щодо осі симетрії.

На рис. 3 показані абсолютні значення систематичної складової похибки при наявності асиметрії, вираженої у виді відхилень кутів нахилу ( $\Delta\varphi_1, \Delta\varphi_2$ ): в залежності від обраного методу вимірів. Тобто, для об'єктів з

несиметричними обертовими механізмами, має місце систематична похибка. Систематична похибка може бути компенсована тільки при відповідному опрацюванні одержуваної інформації за один період обертання механізму. При необхідності більшої швидкодії видачі інформації варто враховувати визначену величину похибки.

Побудована і впроваджена інформаційно - вимірювальна система з урахуванням приведених вище положень дозволила зменшити систематичну похибку при проведенні вимірювань в динаміці (рис. 4).

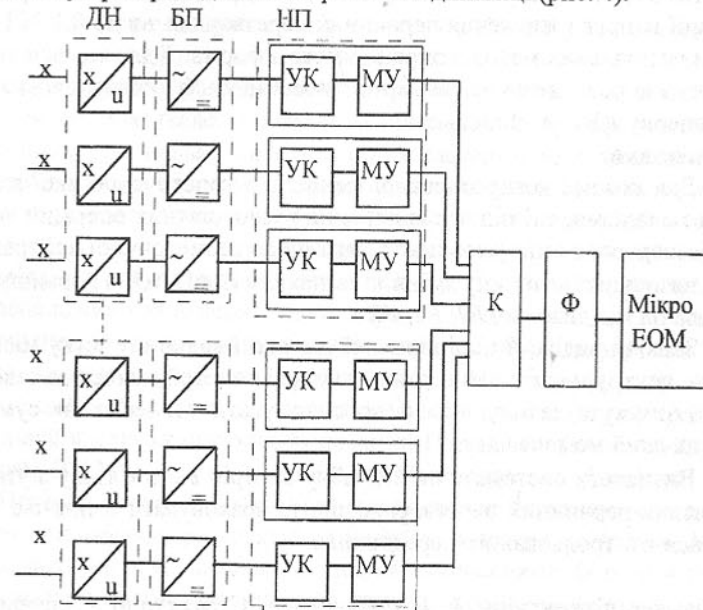


Рис. 4. ІВС визначення маси рідких в'язких і маслянистих розчинів у темперзбірниках

ІВС включає: ДН - магнітопружні первинні перетворювачі, що змінюють магнітні властивості феромагнетика внаслідок пружних механічних напруг і у вимірювальній обмотці створюється ЕРС. Цей сигнал передається на блок БП, призначений для перетворення змінної напруги в постійну, і далі на перетворювач, що нормує, НП і пристрій компенсації власної маси об'єкта УК. Після цього за допомогою масштабного підсилювача МУ, інформація з аналогічних об'єктів через комутатор К і фільтр Ф надходить на мікроЕОМ. Таким чином, послідовність перетворення вихідного сигналу, включає: фільтрацію вищих гармонік; виділення постійної складової; регулювання коефіцієнта перетворення сигналу з метою одержання значення величини вихідної напруги, яка пропорційна силі, що вимірюється, початкову установку нульової оцінки вихідного сигналу, обумовленого масою



конструкції об'єкта. Блок живлення обмоток намагнічування (на схемі не показаний) повинний забезпечувати високу стабільність при малому коефіцієнті гармонік, вихідний опір порядку декількох Ом, щоб при підключенні до нього різної кількості первинних перетворювачів вихідна напруга залишалася незмінною.

Інформаційно - вимірювальна система, багатоканальна, з діапазоном контролю маси 0 - 3 т нетто, виконана на базі одноплатної мікроЕОМ типу КР1816-ВЕ-35, забезпечує похибку до 0,3%. Це досягається за рахунок стабілізації напруги живлення первинних перетворювачів до 0,1 % і використання спеціальних методів опрацювання інформації для визначення маси. Система впроваджена на темперзбірниках цеху №2 кондитерської фабрики концерну АВК м. Донецька.

### Висновки.

1. Для кожної контрольованої ємності, в конструкцію якої входять обертові механізми, які під час виконання технологічних операцій частково або безперервно зміщують центр ваги щодо геометричної нейтралі, необхідно визначити величину зміни кута нахилу ( $\Delta\phi_1$ ,  $\Delta\phi_2$ ) первинних перетворювачів під дією сил  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$ .

2. Знаючи радіус  $R$  циліндричної ємності і величину зсуву місцезнаходження центру мас  $r$  щодо вертикальної осі симетрії ємності, а також величину зміни кута нахилу, можна проаналізувати процес зміни сумарних сил у будь-який момент часу.

3. Визначати систематичну похибку вимірів  $\varepsilon$ , пов'язану з умовами застосування первинних перетворювачів, та враховувати її під час визначення маси контрольованого середовища.

**Список літератури:** 1. Н.И.Чичикало. Структурно - алгоритмічні принципи побудови ІВС напружено-деформованих об'єктів. - Донецьк, ДонДТУ, 1998. - 178 с.

*Статья поступила в редакцию 23.01.2001г.*

### ВЛИЯНИЕ КОНЦЕВЫХ ЭФФЕКТОВ НА ДАВЛЕНИЕ РАЗВИВАЕМОЕ ВИНТОКАНАВОЧНЫМИ НАСОСАМИ И УПЛОТНЕНИЯМИ

Щедролосев А.В. (ХФ УГМУТ, г. Херсон, Украина)

*In work is considered a question of dominance of end effects on developed screw groove by pumps and consolidations pressure. In distinction from being approximate calculation methods of end effects, by author offered physically explicable, simple geometrical determination model of end losses. The computations Results on got dependence of end effect fully conform to experimental data*

*and allow to set optimum correlations between width and amount of grooves in pumps and consolidations.*

Проведенные экспериментальные исследования винтоканавочного насоса-нагревателя (энергопреобразователя) показали значительное снижение развиваемого давления по сравнению с расчетным [3]. Однако по всем известным теоретическим зависимостям производительности насосов давление в канале винтоканавочного насоса представляется линейной функцией  $dP/dL$ .

Практически следует ожидать, что в рабочих условиях градиенты давления на всасывании и нагнетании (выходе) должны исчезать. Исчезание относительного приращения градиентов давления вблизи зон всасывания и нагнетания является влиянием концевых потерь (факторов). Нарушение пропорциональности возрастания давления по длинам этих участков сказываются в целом и на общем снижении давления, что подтверждается экспериментальными данными некоторых авторов. Особенно сказываются концевые потери в уплотнениях с короткими широкими канавками, в которых они составляют большую часть всей длины. Так, автор Стейр В. [2], расположив равномерно вдоль корпуса уплотнения отверстия для забора развиваемого уплотнениями давления, наблюдал на участках входа и выхода снижение приращений давления  $\Delta P/\Delta L$ . В то же самое время по точкам замера  $\Delta P$  находящимся ближе к середине корпуса, приращения превышали аппроксимирующую прямую. Путем осреднения давления автор Стейр В. [2] сводил к минимуму влияние концевых эффектов.

Потери удельной энергии (напора), или так называемые гидравлические потери, обычно разделяют на местные и потери на трение. Местные потери энергии обусловлены местными изменениями формы и размеров русла, вызывающими деформацию потока. Несмотря на то, что участки входа и выхода винтовых канавок насосов и уплотнений создают местные потери энергии, следует отметить, что в ламинарном режиме течения местные сопротивления играют малую роль по сравнению с сопротивлением трения. Хотя влияние концевых эффектов на развиваемое насосами и уплотнениями давление оказывает существенное влияние, изучению его факторов в литературе уделяется весьма малое внимание.

Известны несколько работ дающих более-менее конкретные представления по определению величины концевых эффектов. Так Мюйдерманом Е. [5] с помощью электрической модели рассмотрены концевые эффекты на входе и выходе изолированной канавки. В результате определено, что влияние концевых эффектов сказывается только на расстоянии соответствующем приблизительно одной ширине канала  $b$ . Автор Эльрод Х. [4] выполнил анализ концевых эффектов с помощью численного метода. Концевые поправки им представлены графически в зависимости от угла подъема винтовой нарезки  $\theta$  при кубе отношений зазора к полной глубине

канавки  $\left(\frac{\delta}{h}\right)^3 = \bar{\delta}^3$ . В его анализе не учтено влияние ширины канавок и соотношения диаметра с длиной. Сам автор считает полученные результаты предварительными. Автор Пассера В. [6] на основе анализа безразмерного параметра уплотнения  $\lambda$  получил полуэмпирическую зависимость концевых эффектов  $k_l$ , выраженных во влиянии числа заходов нарезки  $i$  и отношения длины канавки к диаметру уплотнения

$$k_l = 0,438 + 0,06 \cdot i \cdot L/d \quad \text{при } 3,7 \leq i \cdot L/(d \sin \theta) \leq 7,4 \quad (1)$$

$$k_l = 0,554 \quad \text{при } i \cdot L/(d \sin \theta) \geq 7,4 \quad (2)$$

Даже поверхностный анализ зависимостей (1) и (2) показывает невозможность их применения в связи с несоответствием пределам реальных значений коэффициента  $k_l$  в интервале  $1 > k_l > 0$ , так как они ограничены сверху двумя величинами 0,882 и 0,554, а снизу величиной 0,438.

Приведенные работы [4-6], несмотря на их неполноту и противоречивость в определении концевых эффектов послужили поводом для проведения таковой оценки исходя из следующей геометрически простой и физически объяснимой модели течения в канавке представленной на рис.1.

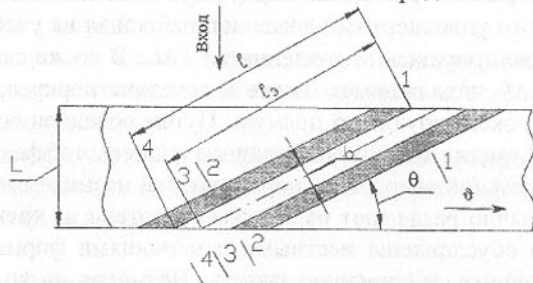


Рис.1. Схема модели канавки и обозначения

На развертке сечения канавок на плоскость на входе и выходе имеют место участки с косыми срезами, эффективность воздействия которых на поток меньше чем основного участка. Исходя из этого положения и построена модель. Принимаем, что на входе до сечения 1-1 давление не повышается, поскольку направляющее действие напорной стороны канавки отсутствует. Другими словами, под начальным сечением канавки подразумевается не начало осевой линии, а сечение 1-1, и отсчет длины канавки должен производиться от этого сечения. Начиная с сечения 2-2 и до сечения 4-4, только половина поверхности трения канавки участвует в создании напора, что ясно из рис.1. Поэтому конечным сечением канавки можно считать сечение 3-3, проходящее через ось канавки в точке пересечения с выходной образующей. Таким образом, действительная канавка с косыми срезами в начальном и конечном участках заменяется эквивалентной ей по воздействию на поток канавкой с эффективной длиной

$$l_0 < l. \quad (3)$$

Из геометрических соотношений следует очевидная зависимость между  $l_0$  и  $l$

$$l_0 = l - b \cdot \operatorname{ctg} \theta / 2. \quad (4)$$

Соотношение длин эффективной и расчетной канавок выражает коэффициент концевых эффектов  $k_l$

$$\frac{l_0}{l} = k_l = L_0 / L = 1 - b/l \cdot \operatorname{ctg} \theta / 2 \quad (5)$$

Для выражения коэффициента  $k_l$  через отношение диаметра  $d$  к длине насоса  $L$  и относительной ширины канавки  $\varepsilon$  к количеству канавок  $i$  преобразуем выражение (5) к виду

$$k_l = 1 - \pi/4 \cdot d/L \cdot \varepsilon/i \sin 2\theta \quad (6)$$

Из формулы (6) следует, что эффективная длина канавки может оказаться меньше действительной при малом отношении  $L/d$ , малом числе канавок  $i$  и больших относительной ширине канавки  $\varepsilon$  и угле подъема винтовой нарезки  $\theta$ .

Так, например, для условий  $L/d = 0,5$ ;  $\varepsilon = 0,95$ ;  $i = 1$  и  $\theta = 15^\circ$

$$k_l = 1 - \frac{3,14}{4} \cdot 2 \cdot \frac{0,95}{1} \cdot 2 \cdot 0,25 \approx 0,25$$

Анализируя формулу (6), вполне объяснимо, что увеличение количества канавок  $i$  должно привести к увеличению коэффициента  $k_l$  и, следовательно, развиваемого насосом давления.

Для проведения дальнейшего анализа последствий увеличения количества канавок  $i$ , введем в уравнение расчета давления развиваемого насосом [3] коэффициенты формы  $k_1$ ,  $k_2$  и концевых эффектов (6) и представим его в безразмерном виде

$$\bar{P}_m \cdot \operatorname{Re} h = 6 \cdot \frac{L}{\delta} \cdot \frac{\operatorname{tg} \theta \cdot \varepsilon \cdot (1 - \varepsilon) \cdot (1 - \bar{\delta}) \cdot \bar{\delta} \cdot k_1 \cdot k_l}{(1 + \operatorname{tg}^2 \theta) \cdot \bar{\delta}^3 + \operatorname{tg}^2 \theta \cdot \varepsilon \cdot (1 - \varepsilon) \cdot k_2} \quad (7)$$

$$\text{где } k_1 = \left( \frac{0,651}{(b/h)} - 1,802 \right) \cdot \left( \bar{\delta} - 0,859 \right) - 0,551;$$

$$k_2 = \left( \frac{0,328}{(b/h)} - 0,5365 \right) \cdot \left( \bar{\delta} - 1,876 \right).$$

По формуле (7) заключаем, что развиваемое давление зависит от коэффициента  $k_l$  и от коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$  которые, в свою очередь, зависят от соотношения ширины канавки к полной ее глубине. Если исходя из формулы (6) желательнее увеличить количество канавок, то следует учесть, что это приводит к уменьшению ширины канавок  $b$ , соотношения  $b/h$ , коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$  и в целом повлияет на изменение коэффициента

безразмерного давления  $\bar{P}_m \cdot Reh$ . Для прослеживания влияния количества канавок насоса на развиваемое давление проведен расчетно-графический анализ.

В качестве примера рассмотрен результат приведенного в работе автора Пономарева С.Д. [1] расчета насоса-самосмаза со следующими данными:

|                   |                                   |
|-------------------|-----------------------------------|
| $d=200$ мм        | $\theta=14,3^\circ$               |
| $L=120$ мм        | $n=600$ об/мин                    |
| $\delta=0,4$ мм   | $\mu=0,007$ кг·сек/м <sup>2</sup> |
| $h_1=5$ мм        | $H=2,5$ мм                        |
| $b=5$ мм          | $i=16$                            |
| $\varepsilon=0,5$ |                                   |

Результаты расчетов зависимости  $\bar{P}_m \cdot Reh$  от количества канавок  $i$  и, следовательно отношения  $b/h$  с учетом и без учета коэффициента  $k_1$  представлены на рис. 2.

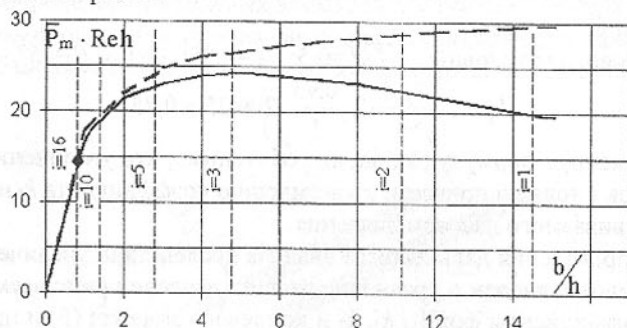


Рис.2. График зависимости  $\bar{P}_m \cdot Reh$  от  $b/h$  при малых числах Re:

— без учета концевых эффектов;  
— с учетом концевых эффектов

На рис. 2 штриховыми линиями зафиксированы при определенных отношениях  $b/h$  соответствующие количества заходов  $i$ .

Как видно из графика, на рис.2 произведение  $\bar{P}_m \cdot Reh$  без учета концевых эффектов при изменении количества канавок (росте  $b/h$ ) от 16 (принятых автором Пономаревым С.Д. [1]) до 1 монотонно возрастает. Однако при учете концевых эффектов произведение  $\bar{P}_m \cdot Reh$  достигает максимума при ограничении отношения  $b/h$  величиной 4,8, т.е. количеством канавок  $i=3$  (создается возможность повышения развиваемого давления примерно на 90%).

Следовательно, поправка на длину насоса и развиваемое им давление  $-k_1$ , а также коэффициенты формы  $k_1$  и  $k_2$  должны быть согласованы по оптимальному соотношению между шириной и количеством канавок.

Полученный вывод весьма нов и важен, так как он кладет конец спорным неопределенностям в литературе о том, что количество канавок может быть любым, либо канавка должна быть одна и как можно шире.

Приведенные зависимость концевых эффектов (6) и пример перерасчета насоса-самосмаза свидетельствуют о необходимости учитывать его влияние и четко устанавливать в расчетах оптимальные соотношения ширины канавок и их количества.

**Список литературы:** 1. Пономарев С.Д. Нагнетание масла винтовым самосмазом. Труды ин-та им. Н.Э.Баумана. Гидравлическая лаборатория, выпуск 60/1. Машгиз, 1940, с. 20-41. 2. Стейр В. Влияние геометрии канавки на рабочие характеристики винтоканавочного уплотнения. Труды АОИМ. Энергетические машины и установки. Изд. «Мир», серия А, 1967, №4, с.170-181. 3. Щедролов А.В. Зависимость расходных характеристик винтоканавочного насоса-нагревателя от отношения ширины канавки к ее глубине. Сб. науч. трудов УГМУ, № 6, Николаев, 2000. 4. Эльрод Х.. Некоторые уточнения теории вязкостных шнековых насосов. Труды АОИМ, серия F, трение и смазка, №1, 1977, с. 91-103. 5. Muijdermann E.A. "Spiral - Croove Bearing", thesis. Technological University, Delft, The Netherlands, 1964. Published as Philips Research Report Supplement, №2. Available from Philips Technical Library. Springer Verlag, N.Y. 1966, 199 p.p. 6. Passera Walter. Untersuchungen an Konzentrischen Gewinde - Wellen-dichtungen im Laminaren Berlich, "Fortschr. Ber VDJ-z", 1969, Reihe 7, №16, 150 s.

Статья поступила в редакцию 03.12.2000г.

## MODELLING OF CONTINUOUS MECHANICAL SYSTEMS BY MEANS THE GRAPHS METHOD AS INTRODUCTION TO SYNTHESIS AND ANALYSIS OF BAR SYSTEMS

Buchacz A. (Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

*In this paper the problem of modelling, as a needed condition, of synthesis and analysis of mechanical systems is considered. A model of mechanical system consisting of  $n$  bars, with continuously dispersed parameters. Next, a hypergraph of  $n$  blocks has been built to represent the model. The complete graphs of hypergraph blocks, complete oriented graphs of blocks, skeletons of hypergraphs, Lagrange skeletons of hypergraphs loaded and oriented skeleton of hypergraph are used to the modelling of bar-systems as introduction to synthesis and analysis of these considered systems.*

### 1. Introduction

The requirements concerning mechanical systems, for example their working velocity, exact positioning, control and dimensions are challenging tasks for scientific research. These tasks, however, cannot always be approached from the



point of view of traditional principles of mechanics. Therefore, it is necessary to investigate new possible methods of designing the mechanical systems.

The basic principles of such a method are provided by the use of graphs and structural numbers. This problem has been examined in the Gliwice research centre for the last several years [4-9, 10-12].

The problem of synthesis of longitudinally vibrating continuous mechanical systems is presented in [5], and problems of synthesis of torsionally vibrating continuous mechanical system with cascade structure is presented in [6] and synthesis of torsionally vibrating bar-systems with branched structure is shown in [8]. In this paper the problem of modelling mechanical bar systems as a needed condition and an introduction to the synthesis and analysis of longitudinally or torsionally vibrating continuous mechanical systems has been described.

## 2. Model of bar system represented by hypergraphs

To fix the meaning of necessary terms and symbols, the review of essential concepts of graph theory have been presented before modelling the torsionally vibrating continuous bar systems and problems connected with it. Weighted hypergraphs (in this paper called also weighted block graphs or weighted graphs of category  $k$ ) have been applied to modelling of the mechanical systems considered. Definitions of graphs, as mathematical objects, have been presented on the basis of the literature. The bibliography of this subject is very extensive and regards the theory as well as its applications (see [1-3, 4-9, 10-12]).

### 2.1. Basic concepts connected with the class of applied graphs

Using the symbols introduced in papers [10,11], a following couple

$$X = ({}_1X, {}_2X) \quad (1)$$

is called a *graph*, where:  ${}_1X = \{x_0, x_1, x_2, \dots, x_n\}$  - finite set of vertices,  ${}_2X = \{x_1, x_2, \dots, x_m\}$  - family of edges, being two-element subsets of vertices, in the form of  ${}_2x_k = (x_i, x_j) (i, j = 0, 1, \dots, n) \text{ (of. [3])}$ .

The couple

$${}^kX = ({}_1X, {}_2^kX), \quad (2)$$

is called a *hypergraph*, where:  ${}_1X$  is the set as in (1), and  ${}_2^kX = \{{}_2^kX^{(i)} / i \in N\}$ , ( $k=2,3, \dots \in N$ ) is a family of subsets of set  ${}_1X$ ; the family  ${}_2^kX$  is called a *hypergraph* over  ${}_1X$  as well, and  ${}_2^kX = \{{}_2^kX^{(1)}, {}_2^kX^{(2)}, \dots, {}_2^kX^{(m)}\}$  is a set of edges [3], called *hyperedges* or *blocks*, if

$$\begin{aligned} {}_2^kX &\neq \emptyset (i \in N), \\ \bigcup_{i \in I} {}_2^kX^{(i)} &= {}_1X, (I \in N). \end{aligned}$$

If a subset from the family of subsets of vertices with  $n_z \leq n$ , is distinguished from hypergraph  ${}^kX$  with  $n$  vertices, then the *complete graph* of hypergraph  ${}^kX$

is the graph  $X_z$ . In this graph each pair of vertices is incident, and graph  $X_z$  has  $m = \binom{n}{2}$  edges.

*Skeleton*  ${}^kX_0$  of hypergraph  ${}^kX$  is a graph obtained as the result of substitution of each subset of vertices by tree  $X_0$ , composed of one-dimensional edges and stretched on all vertices of hypergraph  ${}^kX$ . The tree  $X_0$  of graph  $X$  with  $n$  vertices and  $m$  edges is a connected subgraph with the same number of vertices and with  $m_0 = n-1$  edges, in which there are no circuits and loops. So every skeleton of subsets of vertices is a tree of substitute-complete graph.

A tree in which every vertex  ${}_1x_i (i=1, \dots, n)$  is incident with vertex  ${}_1x_0$  by edge  ${}_2x_k = ({}_1x_i, {}_1x_0)$ , ( $k = 1, \dots, m_0$ ), (see e.g. [4,5,10,11]) is called the *Lagrange skeleton*.

Graphs  $X$  and hypergraphs  ${}^kX$  have been shown in their geometrical representation on plane. Sets of edges  ${}_2X$  have been marked by lines, subsets of family  ${}_2^kX$  (hyperedges or blocks) - two-dimensional continuum with enhanced vertices, in the shape of circles.

In this paper hypergraphs - graphs of category  $k$  -  ${}^kX$  ( $k=2,3$ ) are used, which will be clearly mentioned each time, as well as graphs  $X$ , called also graphs of the first category -  ${}^1X$  (see [1-3,10,11]).

The basic notions which have been written in italics are shown in Fig. 1.

### 2.2. Modelling of longitudinally or torsionally vibrating systems by hypergraphs

The problem consists in modelling of longitudinally or torsionally vibrating multiple-segment mechanical bar systems in the form of models with uniformly distributed parameters and constant section in the segment.

In the modelling of the considered class of continuous systems, the dependence between the amplitudes of *generalized forces*  ${}_2s_k \in {}_2S$  and *generalized displacements*  ${}_1s_i \in {}_1S$  can be described by *dynamical flexibility*  $Y_{ik}$  [4-12]. In other words, dynamical flexibility is the assigned amplitude of generalized displacement in the direction of  $i$ -th generalized coordinate caused by generalized force in the form of harmonic function with unitary amplitude, in relation with  $k$ -th generalized coordinate, so

$${}_1s_i = Y_{ij} {}_2s_j, \quad (3)$$

where:  ${}_2s_j = Q_j \sin \omega t = 1 e^{j\omega t}$ ,  $j = \sqrt{-1}$ ,  $\omega$  - frequency.

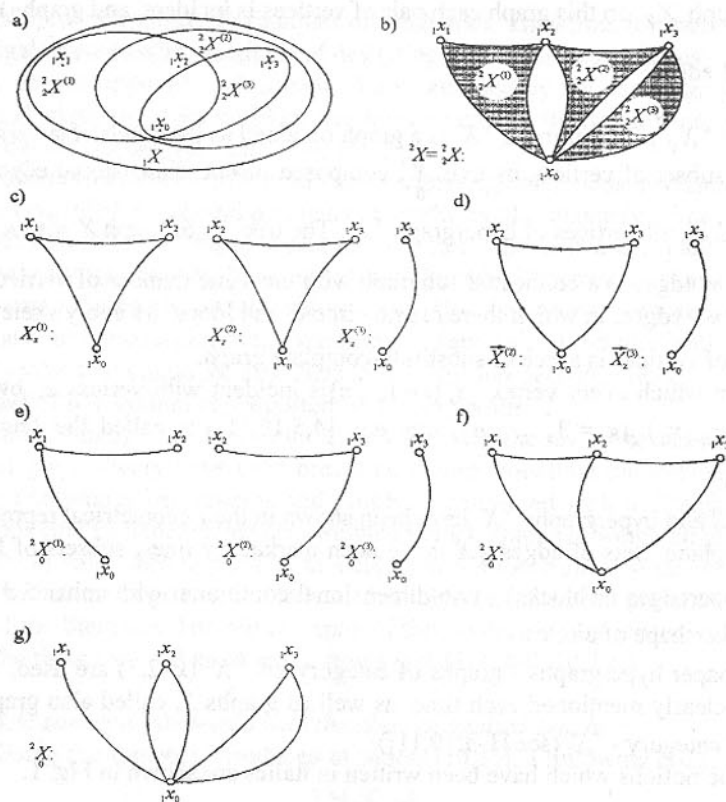


Fig. 1. Basic notions concerning the class of graphs, which are used throughout this paper: a) set of vertices of a hypergraph, b) graphical representation of a three-block graph, c) complete graphs of hypergraph blocks, d) complete oriented graphs of three-vertex blocks and of a two-vertex block, e) optionally selected tree-skeletons of hypergraph blocks, f) skeleton of hypergraph, g) Lagrange skeleton of hypergraph

In the case of torsional vibration of the bar ( $i$ ) with constant cross-section and constant torsional rigidity  $(GJ_0)^{(i)}$  (where  $G^{(i)}$  - Kirchhoff's modulus of a bar structure,  $J_0^{(i)}$  - polar moment of inertia of cross-section of the bar) as well as length  $l^{(i)}$ , the model in the form of a determined and continuous system is introduced. In this model, generalized displacements  ${}_1s_1^{(i)}$  and  ${}_1s_2^{(i)}$  - angles of rotation correspond to its extreme points. These displacements are measured in the inertial system of reference. Moreover, the origin of the inertial system of reference has generalized coordinate  ${}_1s_0^{(i)} = 0$  assigned to it (see e.g. [4,5,10,11]).

So a set of the generalized displacements of a torsionally vibrating bar can be formulated as follows:  ${}_1S^{(i)} = \{{}_1s_0^{(i)}, {}_1s_1^{(i)}, {}_1s_2^{(i)}\}$ , while its dynamical flexibilities set can be denoted as  $Y^{(i)} = \{Y_{11}^{(i)}, Y_{22}^{(i)}, Y_{12}^{(i)}\}$  ( $Y_{12}^{(i)} = Y_{21}^{(i)}$ ).

In the course such one-to-one transformation, that:

$$f: {}_1S^{(i)} \rightarrow {}_1X^{(i)} \quad ({}_1s_j^{(i)} \in {}_1S^{(i)}, {}_1x_j^{(i)} \in {}_1X^{(i)}, j = 0, 1, 2), \quad (4)$$

the hypergraph of bar model is obtained

$${}_2X_f^{(i)} = [{}_2X^{(i)}, f], \quad (5)$$

where:  ${}_2X^{(i)} = ({}_1X^{(i)}, {}_2X^{(i)})$ ,  ${}_1X^{(i)} = \{{}_1x_0^{(i)}, {}_1x_1^{(i)}, {}_1x_2^{(i)}\}$ ,  ${}_2X^{(i)}$  - one-element family - three-element subset of vertices  ${}_1X^{(i)}$ .

Investigating  $i$ -th segment in a  $n$ -segment mechanical bar system with constant section, the hypergraph model  ${}_kX_f^{(i)}$  is introduced.

All the elements of hypergraph, all the generalized displacements, material coefficients and geometric coefficients should be denoted by subscript ( $i$ ) placed to the right of the stem symbol, whereas subscript  $k=2$  should be placed to the left of the stem symbol.

On the basis of this assumption, geometrical representation of mapping (4) has been shown in [5,6].

Introducing  $f_1$  that assigns the generalized displacements to vertices  ${}_1x_j^{(i)}$  of hypergraph  ${}_2X_f^{(i)}$  as:

$$f_1({}_1x_j^{(i)}) = |{}_1s_j^{(i)}| \quad (j = 0, 1, 2), \quad (6)$$

weighted hypergraph is obtained

$${}_2X_1^{(i)} = [{}_2X^{(i)}, f_1]. \quad (7)$$

Assigning, according to (6), generalized coordinates to the vertices of complete graph  ${}_2X_Z^{(i)}$  of hypergraph  ${}_2X_f^{(i)}$  and assigning by  $f_2$  dynamical flexibilities to edges of this graph:

$$f_2(\{{}_1x_0^{(i)}, {}_1x_1^{(i)}\}, \{{}_1x_0^{(i)}, {}_1x_2^{(i)}\}, \{{}_1x_1^{(i)}, {}_1x_2^{(i)}\}) = [\{Y_{11}^{(i)}\}, \{Y_{22}^{(i)}\}, \{Y_{12}^{(i)}\}], \quad (8)$$

a complete-substitute weighted graph is obtained:

$${}_2X_{12}^{(i)} = [{}_2X_Z^{(i)}, f_1, f_2]. \quad (9)$$

Weighted Lagrange skeleton

$${}^2X_{12}^{(i)} = \left[ {}^2X_Z^{(i)}, f_1, f_2 \right] \quad (10)$$

is a weighted subgraph of complete weighted graph  ${}^2X_{12}^{(i)}$ .

Geometrical representation of graph  ${}^2X_{12}^{(i)}$  is shown in [5,6].

For a weighted Lagrange skeleton, taken into consideration in (6), it can be noted that (see [5]):

$${}_1s_j^{(i)} - {}_1s_0^{(i)} = {}_1s_j^{(i)} - 0 = {}_1s_j^{(i)}, (j = 1, 2). \quad (11)$$

Considering (8), (10) and (3), weighted Lagrange skeleton may be treated as oriented polar graph  $\vec{X}_0^{(i)}$ .

It is not difficult to notice that making the assignment  $f_3$  to the edges of weighted Lagrange skeleton  ${}^2\vec{X}_0^{(i)}$  of hypergraph for the model of  $i$ -th bar  ${}^2X_f^{(i)}$ , couples of numbers - respectively - generalized coordinates and general-

ized forces  ${}_2S = \left[ {}_2s_1^{(i)}, {}_2s_2^{(i)} \right]_j^{(i)}$  so that:

$$f_3 \left( \left\{ {}_1x_0^{(i)}, {}_1x_1^{(i)} \right\}, \left\{ {}_1x_0^{(i)}, {}_1x_2^{(i)} \right\} \right) = \left[ \left\{ {}_1s_1^{(i)}, {}_2s_1^{(i)} \right\}, \left\{ {}_1s_2^{(i)}, {}_2s_2^{(i)} \right\} \right] \quad (12)$$

a polar graph is obtained

$$\vec{X}_{00}^{(i)} = \vec{X}_0^{(i)} = \left[ {}^2\vec{X}_0^{(i)}, f_3 \right]. \quad (13)$$

Moreover in the case of oriented polar graph  $\vec{X}_{00}^{(i)}$ , polar equation [4, 5, 10, 11] can be formulated as:

$$\begin{bmatrix} {}_1s_1^{(i)} \\ {}_1s_2^{(i)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{11}^{(i)} & 0 \\ 0 & Y_{22}^{(i)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} {}_2s_1^{(i)} \\ {}_2s_2^{(i)} \end{bmatrix} \quad (14)$$

Matrix equation (14) is a particular case of equation (3).

In the case of analysis of  $n$ -segment model of the system, composed of subsystems with constant section, vibrating torsionally, it is modelled by the loaded graph of the second category with  $n$  three-vertices-blocks, connected to those vertices to which the corresponding generalized coordinates are assigned (see i.e. [5]).

The use of a weighted hypergraph (as a model of torsionally vibrating system) in this way may provide the basis for the formalization which is the necessary con-

dition of numerical discretization of the considered class of continuous mechanical systems. The formulating models in form obtained graphs and hypergraphs are the base for numerical synthesis and analysis longitudinally or torsionally bar-systems [4-12].

**References:** 1. Bellert S.: Topological analysis and synthesis of linear systems. J. Franklin Institute, 274, 6, 425-443, 1962. 2. Bellert S., Woźniacki H.: The analysis and synthesis of electrical systems by means of the method of structural numbers [in Polish]. WNT, Warszawa 1968. 3. Berge C.: Graphs and hypergraphs. American Elsevier Publishing Co., Inc., New York/ North Holland Publishing Co., Amsterdam-London 1973. 4. Buchacz A.: A method of graphs and structural numbers in investigation of vibration of complex mechanical systems [in Polish]. Praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice 1978. 5. Buchacz A.: The synthesis of vibrating bar-systems represented by graphs and structural numbers [in Polish]. ZN Politechniki Śląskiej, Mechanika, z.104, Gliwice 1991. 6. Buchacz A.: Modelling, synthesis and analysis of Bar Systems Characterized by a cascade structure represented by graphs. Mech. Mach. Theory, 30, 7, 969-986, Pergamon, 1995. 7. Buchacz A., Machura A., Pasek M.: Hypergraphs in Investigation of Trajectory of Manipulator Robot with Links as Bars of Thin Walls. Automation in Construction, 7, 363-383, Elsevier, New York, Amsterdam, Tokyo 1998. 8. Buchacz A.: Computer Aided Synthesis and Analysis of Bar Systems Characterized by a Branched Structure Represented by Graphs. Journal Technical of Physics, 40, 3, (1999), p. 315-328. 9. Buchacz A., Wojnarowski J.: Modelling vibrating links systems of nonlinear changeable section of robots by the use of hypergraphs and structural numbers. J. Franklin Institute, 332B, 4, 443-476, Pergamon, 1995. 10. Wojnarowski J.: Graphs and structural numbers as models of mechanical systems [in Polish]. PTMTS, Gliwice 1977. 11. [14] Wojnarowski J.: Application of graphs in analysis of vibration of mechanical systems [in Polish]. PWN, Warszawa-Wrocław, 1981. 12. Wojnarowski J., Buchacz A.: Use of hypergraphs and complete structural numbers in the analysis of vibrating beam systems with non-linearly changing Cross sections. VIBRATION ENGINEERING, 3, 4, 593-598, Hemisphere Publishing Corp., 1989.

Статья поступила в редакцию 25.01.2001г.

## MODYFICATION OF SYNTHESIS METHODS OF CONTINUOUS VIBRATING SYSTEMS FIXED

Buchacz A., Dymarek A., Dzitkowski T.

(Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

*Summary: A synthesis of longitudinally vibrating cascade structure systems is presented. The synthesis of cascade-structured of continuous systems fixed is*



presented here with modification of the continued fraction expansion method of a characteristic.

## 1. Introduction

It is a time consuming and hardly feasible task to design mechanical systems with certain requirements that are given in the form of the dynamic characteristics of the discussed system, as a complex frequency function. In such cases, it is much more practical to apply these methods of synthesis that involve an examination of a structure and parameter values that the investigated system has to fulfil. The continued fraction method [7] of the synthesis of the dynamic characteristics distribution makes it possible to obtain cascade structures of the continuous system. The investigation into the structures of cascade systems was conducted by means of the software method for distributing the dynamic characteristics to the continued fraction based on graphs and structural numbers. Thanks to the computer program, the dependencies between the structure and the parameters of the synthesised continuous mechanical systems fixed are designated.

## 2. Immobility synthesis by means of modification of the continued fraction distribution method

The continued fraction method of the synthesis of the dynamic characteristic distribution makes it possible to obtain cascade structures of the discrete-continuous system. The investigation into the structures of cascade systems was conducted by means of the software method for distributing the dynamic characteristics to the continued fraction based on graphs and structural numbers. Thanks to the computer program, the dependencies between the structure and the parameters of the synthesised discrete and continuous mechanical systems are designated.

The scope of the paper is to discuss the method of synthesising dynamic characteristics  $U(s)$  to a continued fraction, assuming the even number of the synthesised system elements; in such case dynamic characteristics  $U(s)$  is as follows:

$$U(s) = \frac{d_l s^l + d_{l-2} s^{l-2} + \dots + d_0}{c_{l-1} s^{l-1} + c_{l-3} s^{l-3} + \dots + c_1 s}, \quad (1)$$

after distributing it to a continued fraction form:

$$U(s) = U_s^{(1)}(s) + \frac{1}{V_s^{(1)}(s) + \frac{1}{U_s^{(2)}(s) + \frac{1}{V_s^{(2)}(s) + \dots + \frac{1}{U_s^{(k-1)}(s) + \frac{1}{V_s^{(k)}(s)}}}}, \quad (2)$$

where:

$$U^{(1)}(s) = m_U^{(1)} s, \quad V^{(1)}(s) = \frac{s}{c_V^{(1)}}, \dots, \quad V^{(k-1)}(s) = \frac{s}{c_V^{(k-1)}}, \quad U^{(k)}(s) = m_U^{(k)} s.$$

The graphic representation of formula (2) is the graph presented in Fig.1, which has been defined by Berge [1], whereas the notations have been derived from Wojnarowski's formulation [8].

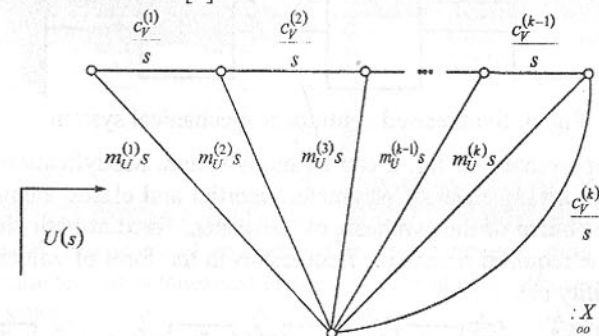


Fig. 1. Polar graph as an illustration of the implementation of equation (2)

The discrete mechanical system, the graph of which is presented in Fig.1. has the form presented in Fig.2.

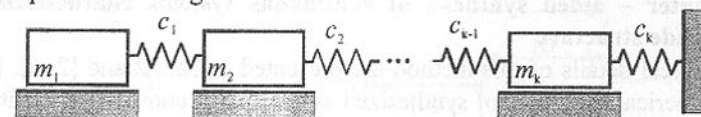


Fig. 2. Synthesised mechanical system

The method discussed in this chapter is used for synthesising both discrete and continuous systems. The method for discrete systems was discussed in detail on the complex variable plane  $s$ . It can also be applied to the synthesis of continuous systems if the results are transformed again. Such retransformation has a reciprocally unique character with regard to the structure, as well as to the values of the system elements [3, 4, 6]. The difference between the method used for synthesising continuous systems and the one used for discrete systems involves adopting the following transformation type for continuous systems:

$$p = th \gamma s, \quad (3)$$

or

$$r = th \frac{1}{2} \gamma s. \quad (4)$$

where:  $\gamma = \sqrt{\frac{\rho}{E} l}$ ,  $s = \sqrt{-1} \omega$ .

By representing (3) and (4) immobility function  $U(s)$  of the discussed system is transformed into  $U(p)$ ,  $U(r)$  function. In the course of the synthesis of the sys-

tems on planes  $p$  and  $r$ , the values of the parameters that should be transformed from plane  $p$  onto plane  $r$  or  $s$  are obtained [3, 4, 6].

The continuous mechanical system has the form presented in Fig.3.

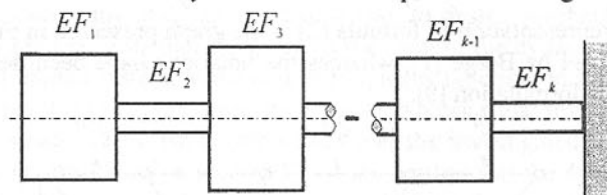


Fig. 3. Synthesised continuous mechanical system

The system represented on fig. 2 can be modified. Modification this relies on proportional arrangement of parameters inertial and elastic elements of the system. In the course of the synthesis of the system fixed at both sides are obtained, with the required resonance frequencies in the form of values zeros and poles of mobility (1).



Fig. 4. Mechanical system modification

### 3. Computer - aided synthesis of continuous systems characterized by a cascade structure

Theoretical details of this method are presented in Sec. 2 and [2÷6]. In this paper, numerical examples of synthesized systems with constant segment intersection for  $n = 4$  and a cascade structure are provided, by the application of synthesizing program. The following requirements were subjected to synthesis:

- number of elements  $n = 4$ ,
- the material of the systems – piezo-ceramics on the base of barium and titanium, which is used in vibrating motors as a material transforming vibrations of the following physical properties:
- Young's modulus  $E = 1.127 \cdot 10^5$  MPa,
- mass density of the material  $\rho = 5500$  kg/m<sup>3</sup>,
- furthermore, it was assumed that the resonance zones of the dynamical characteristic of the synthesized systems are in the neighborhood of poles, the values of which are:  $f_1 = 10$  kHz,  $f_3 = 15$  kHz,
- the anti-resonance zones of the dynamical characteristics of the synthesized systems are in the neighborhood of zeros, the values of the characteristic frequencies are:  $f_0 = 0$  kHz,  $f_2 = 12$  kHz,
- length of basic element  $l = 10$  mm.

Such formulation of the conditions of resonance and anti-resonance zones imply the boundary conditions of the synthesised structures. It is inferred from

the assumptions that the system in question is a fixed system vibrating longitudinally. On the grounds of the input data, applying Synan's program for designating inertial and elastic elements of a continuous systems, the following parameter values were derived (see Fig. 5 – 6).

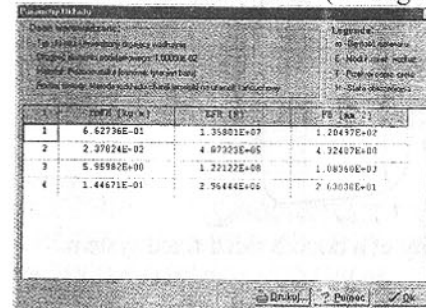


Fig. 5. Inertial, elastical and geometrical parameters of synthesised continuous system

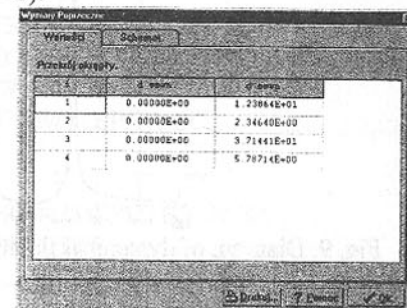


Fig. 6. Transverse dimensions of the continual system sections

The continuous mechanical system obtained in the course of the synthesis has the form presented in Fig.7 and modification of this system is presented in Fig.8.

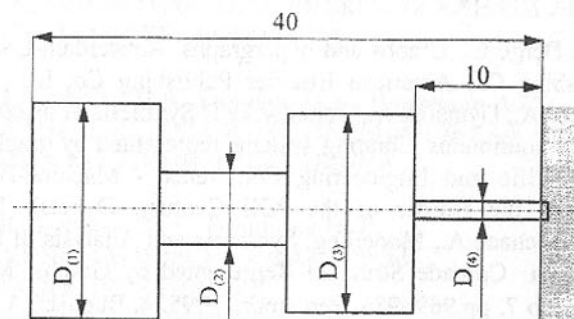


Fig. 7. Synthesised mechanical system

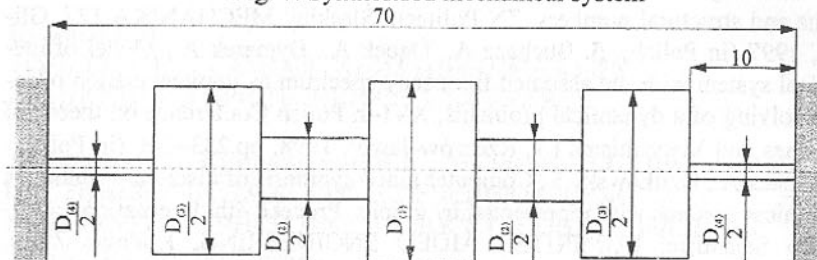


Fig. 8. Continuous mechanical system modification

The results should further be verified by both theoretical and practical analysis. The values of parameters were verified by computer programs.

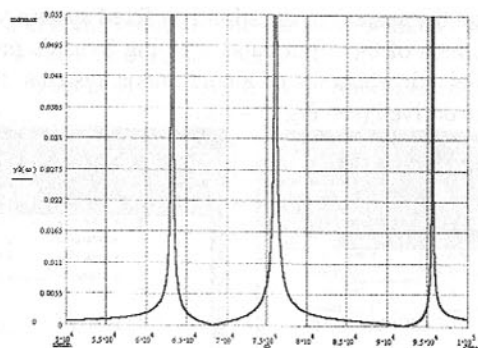


Fig. 9. Diagram of dynamical flexibility of a double sided fixed system.

#### 4. Conclusion

The above algorithm combined with the continued fraction distribution method of dynamic characteristics enable the derivation of fixed systems with the required frequency spectrum. The discrete dynamic models obtained by means of the discussed method may have a branched structure or a cascade structure.

*This work has been conducted of the research projects No. 7 TO7A 038 18 and No. 7 TO7A 048 18 supported by the Committee of Scientific Research.*

**References:** 1. Berge C., Graphs and hypergraphs. Amsterdam-London: North Holland Publishing Co, American Elsevier Publishing Co, Inc., New York, 1973. 2. Buchacz A., Dymarek A., Dzitkowski T: Synthesis of discrete, continuous and discrete-continuous vibrating systems represented by graphs. Sixth International Scientific and Engineering Conference - Machine-Building and Technosphere on the Border of the XXI Century, Donetsk 1999, Vol. 3, p. 243-245. 3. Buchacz A., Modelling, Synthesis and Analysis of Bar Systems Characterized by a Cascade Structure Represented by Graphs. Mech. Mach. Theory Vol.30, No 7, pp.969-986, Pergamon, 1995. 4. Buchacz A., red.: Computer aided synthesis and analysis of mechanical subsystems modelled with graphs and structural numbers. ZN Politech. Śląskiej, MECHANIKA 127, Gliwice, 1997 (in Polish). 5. Buchacz A., Dąbek A., Dymarek A., Model of mechanical system with the assumed frequency spectrum as implementation of inverse solving of a dynamical problems, XVI-th Polish Conference on theory of Machines and Mechanisms t.1, Rzeszów-Jawor, 1998, pp.233-240 (in Polish). 6. Buchacz A., Dzitkowski T., Computer aided synthesis of discrete - continuous mechanical systems with representad by graphs, Proceed 4th. International Conference Scientific: COMPUTER AIDED ENGINEERING, Kudowa Zdrój, 1998, pp.95 ÷ 104 ( in Polish). 7. Demidovich B.P., Maron I.A.: Computational Mathematics. Moscow: Mir, 1987. 8. Wojnarowski J., Graphs and structural numbers as models of mechanical systems, PTMTS, Gliwice, 1977 (in Polish).

*Статья поступила в редакцию 25.01.2001г.*

## СОДЕРЖАНИЕ

|                                                                                                                                                                                    |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Алиев Н.А., Эфрос Б.М.<br>ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ<br>СВОЙСТВ САМОСМАЗЫВАЮЩИХСЯ ЭЛЕМЕНТОВ<br>МНОГОСЕКЦИОННЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ<br>НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ НОВОГО МАТЕРИАЛА ..... | 3  |
| Амиров Р.З.<br>ПОГРЕШНОСТИ ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ<br>СИСТЕМЫ КОМПЛЕКСА ПО ПЕРЕРАБОТКЕ<br>РАДИОАКТИВНЫХ ОТХОДОВ.....                                                           | 10 |
| Байков А.В.<br>КЛАССИФИКАЦИЯ И АНАЛИЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ<br>ФИНИШНОЙ ОБРАБОТКИ ПЛОСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ.....                                                                          | 14 |
| Бахшалиев В.И.<br>К ВОПРОСУ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ КАНАТА ЛИФТА<br>С УЧЕТОМ ЕГО СОБСТВЕННОГО ВЕСА.....                                                                            | 21 |
| Болтян А.В., Голубов Н.В., Горобец И.А., Черников А.С.<br>ВЫБОР ФОРМЫ И МЕТОДА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗВЕЗДОЧЕК<br>ДЛЯ ТЯГОВЫХ КРУГЛОЗВЕННЫХ ЦЕПЕЙ.....                                      | 26 |
| Болтян А. В., Горобец И.А., Шевцова И. В.<br>ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ<br>НА ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ<br>ПАРАМЕТРОВ ФРОНТАЛЬНОГО АГРЕГАТА.....                                   | 30 |
| Бутенко В.И.<br>ТРИБОЭФФЕКТ САМООРГАНИЗАЦИИ СМАЗОЧНОЙ<br>КОМПОЗИЦИИ ПРИ ТРЕНИИ СКОЛЬЖЕНИЯ.....                                                                                     | 35 |
| Вальков А.А., Кривошеков В.Е., Молодцов Н.С., Фадеев В.И.<br>СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД К ОБЕСПЕЧЕНИЮ СУДОВ<br>МОРСКОГО И РЕЧНОГО ФЛОТА ВОССТАНОВЛЕННЫМИ<br>ЗАПАСНЫМИ ЧАСТЯМИ.....           | 39 |



|                                                                                                                                                                                                      |     |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| <b>Водолазская Н. В.</b><br>КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ ТРУДОЕМКОСТИ<br>МЕХАНОСБОРОЧНЫХ РАБОТ .....                                                                                                           | 47  |
| <b>Воронцов О.Г., Дегтяренко И.В.</b><br>АВТОМАТИЗАЦІЯ КОНТРОЛЮ І УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСОМ<br>ВИРОБНИЦТВА МАШИН ЗВОРОТНО-ПОСТУПАЛЬНОЇ ДІЇ<br>З НИЗЬКОЮ ВІБРОАКУСТИЧНОЮ АКТИВНІСТЮ .....                   | 54  |
| <b>Воронцов А.Г., Ярошенко О.А.</b><br>ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕЛИНЕЙНОСТЕЙ<br>АНАЛОГОВОЙ ЧАСТИ ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО КАНАЛА<br>СИСТЕМЫ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ<br>МАШИН НА СООТНОШЕНИЕ СИГНАЛ-ШУМ..... | 59  |
| <b>Генкин Б.И., Смолий В.Н.</b><br>АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ<br>ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ ПРОЦЕССОМ ПОДГОТОВКИ<br>ПРОИЗВОДСТВА ТИПОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЗАМЕНЫ<br>ЭЛЕКТРОННЫХ АППАРАТОВ.....              | 67  |
| <b>Гладчук Е.А.</b><br>АДАПТИВНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ<br>СИСТЕМЫ НА ПРИМЕРЕ ПРОКАТНОЙ КЛЕТИ .....                                                                                              | 77  |
| <b>Горецкий Г.В.</b><br>К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ КРИВОЛИНЕЙНОЙ<br>И УГЛОВОЙ МОДИФИКАЦИИ ПРЯМОЗУБЫХ ЗУБЧАТЫХ<br>КОЛЕС ПРИ НАЛИЧИИ МОНТАЖНЫХ ПОГРЕШНОСТЕЙ.....                                            | 84  |
| <b>Гусев В.В.</b><br>ОБЩИЙ ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ КИНЕМАТИЧЕСКИХ<br>ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМ ШЛИФОВАНИЯ.....                                                                                      | 88  |
| <b>Деркач А.В.</b><br>ОСОБЕННОСТИ ИДЕНТИФИКАЦИИ РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ<br>ТЯЖЕЛЫХ МАШИН ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ .....                                                                                      | 97  |
| <b>Еронец С.П., Полонская Ю.Г., Быковских С.В.</b><br>ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ КЛАПАН ДЛЯ<br>АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА ГАЗА<br>ПРИ ПРОДУВКЕ СТАЛИ В РАЗЛИВОЧНОМ КОВШЕ.....                    | 101 |

|                                                                                                                                                                         |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| <b>Ивченко Т.Г.</b><br>ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СБОРНОГО<br>ИНСТРУМЕНТА, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ОПТИМАЛЬНЫЙ<br>УРОВЕНЬ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЕГО НАДЕЖНОСТИ .....                 | 107 |
| <b>Инюшев В.В., Стадник О.А.</b><br>ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ОБОРУДОВАНИЯ,<br>ВАЖНОГО ДЛЯ БЕЗОПАСНОСТИ АЭС .....                                                            | 113 |
| <b>Калафатова Л.П., Богатырев В.А.</b><br>ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ<br>ВЕРОЯТНОСТИ РАЗВИТИЯ ДЕФЕКТНОГО СЛОЯ<br>ПРИ ШЛИФОВАНИИ ИЗДЕЛИЙ ИЗ СТЕКЛОМАТЕРИЛОВ .....  | 122 |
| <b>Катаев В.Ф., Ратушный В.И., Скопин Н.А., Моисеев А.С.</b><br>ВЛИЯНИЕ ИОННОЙ ИМПЛАНТАЦИИ НА ФИЗИЧЕСКИЕ<br>СВОЙСТВА ПОВЕРХНОСТИ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ СТАЛЕЙ.....           | 128 |
| <b>Кассов В.Д., Чигарев Е.В., Кадава В.В.</b><br>МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАПЛАВКИ<br>ИНСТРУМЕНТА ПОРОШКОВОЙ ЛЕНТОЙ .....                                               | 133 |
| <b>Коваленко Т.В., Матвиенко А.В., Буленков Е.А.</b><br>ОСНОВЫ РАЗРАБОТКИ СТРУКТУРНЫХ<br>ВАРИАНТОВ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ<br>ТОНКОСТЕННЫХ МНОГОПРОФИЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЙ..... | 139 |
| <b>Коваленко В.И., Гаврилов П.А.</b><br>ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ РЕЗАНИЯ ПРИ ЗЕНКЕРОВАНИИ<br>ЧУГУНА И СТАЛИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РАЗЛИЧНОЙ<br>НОРМАТИВНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ.....    | 147 |
| <b>Кравченко В.М.</b><br>МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПАРАМЕТРА ПОТОКА<br>ОТКАЗОВ ГОРНОЙ МАШИНЫ КАК СИСТЕМЫ<br>ЭЛЕМЕНТОВ РАЗЛИЧНОГО РЕСУРСА.....                               | 152 |
| <b>Лебедь В.Т.</b><br>К ВОПРОСУ КОНТРОЛЯ И ОЦЕНКИ НАПРЯЖЕННОГО<br>СОСТОЯНИЯ СОСТАВНЫХ ИЗДЕЛИЙ .....                                                                     | 156 |

Малышко И.А., Азарова Н.В., Удовиченко В.А.  
ОБОСНОВАНИЕ МИНИМАЛЬНО ДОПУСТИМЫХ ВЕЛИЧИН  
ОТКЛОНЕНИЙ УГЛОВЫХ ШАГОВ РАЗВЕРТОК ..... 162

Мамедов А.С.  
ИЗЫСКАНИЕ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ  
ФОРМЫ И КАЧЕСТВА УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ  
ПОВЕРХНОСТЕЙ ВЫСОКОТОЧНЫХ ПЛИТ ТИПА  
ШИБЕРА ПРЯМОТОЧНОЙ ЗАДВИЖКИ ..... 166

✓ Матвиенко А.В., Ищенко А.Л., Коваленко Т.В., Балахничев О.Н.  
ГИБКИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ  
НА БАЗЕ РОТОРНЫХ МАШИН ..... 171

Матюха П.Г., Гринёв Ю.А., Скрынников В.С.  
ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ СИЛ ТРЕНИЯ В СТАТИКЕ,  
ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ЗАКРЕПЛЕНИИ ПОВОРОТНОЙ  
ПОДКЛАДКИ С КЕРАМИЧЕСКОЙ РЕЖУЩЕЙ ПЛАСТИНОЙ  
НА ДЕРЖАВКЕ УНИВЕРСАЛЬНО-СБОРНОГО РЕЗЦА ..... 176

Матюха П.Г., Полтавец В.В.  
ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ЗОНЫ КОНТАКТА АЛМАЗНОГО  
ЗЕРНА С ЗАГОТОВКОЙ НА ИЗМЕНЕНИЕ ГЛУБИНЫ  
ШЛИФОВАНИЯ ПО УПРУГОЙ СХЕМЕ ..... 182

Михайлов А.Н., Грубка Р.М., Рыбина С.А., Буленков Е.А.  
КОНТАКТНАЯ ЗАДАЧА ШТАЕРМАНА-ГЕРЦА ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ  
МУФТ С ПРЯМОЛИНЕЙНОЙ ФОРМОЙ ОБРАЗУЮЩЕЙ ЗУБЬЕВ ..... 187

Михайлов А.Н., Рыбина С.А., Грубка Р.М., Перов Д.В.  
К РАСЧЕТУ КОНЦЕНТРАЦИИ ИЗГИБНЫХ  
НАПРЯЖЕНИЙ ЗУБЬЕВ МУФТЫ ..... 196

Мовла-заде В.З., Сейфу Тирфие  
ИССЛЕДОВАНИЕ СОСТОЯНИЯ РЕЖУЩЕЙ КРОМКИ В  
ОПЕРАЦИЯХ ЗАТОЧКИ ЛЕЗВИЙНОГО ИНСТРУМЕНТА ..... 205

Нечепавев В.Г.  
МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ  
СИЛЫ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ  
НЕЗАТОПЛЕННЫХ СТРУЙ ..... 209

Нижник Н.В., Сидоров В.А., Нижник А.В.,  
Ошовская Е.В., Руденко Р.В.  
ФОРМАЛИЗАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОГО ЭКСПЕРИМЕНТА  
ПРИ ИССЛЕДОВАНИЯХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ ..... 218

Проволоцкий А.Е., Негруб С.Л.  
РАСЧЕТ СИЛЫ РЕЗАНИЯ ПРИ ШЛИФОВАНИИ  
НАРУЖНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТИ  
ЭЛАСТИЧНЫМИ КРУГАМИ-ЩЕТКАМИ ..... 225

Романюк А.Д.  
ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ  
ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ  
И ИМПУЛЬСНОМ НАГРУЖЕНИИ ..... 233

Руденко Р.В., Лифенко Н.Т., Гаркуша А.А.  
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ  
ПАРАМЕТРОВ ГАЗЛИФТНОЙ КАМЕРЫ  
ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОВША МНЛЗ ..... 238

Сидоров В.А., Ошовская Е.В., Гаркуша А.А.  
ОПЫТ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ ДЕФЕКТОСКОПИИ  
ДЕТАЛЕЙ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ ..... 245

Татьянченко А.Г.  
ТЕМПЕРАТУРНОЕ СОСТОЯНИЕ ОСЕВОГО ИНСТРУМЕНТА  
В УСЛОВИЯХ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА ..... 249

Цокур В.П., Гринев А.А.  
ИССЛЕДОВАНИЕ ФОРМИРОВАНИЯ ОСЕВОГО  
ПРОФИЛЯ КРУГА ПРИ АЛМАЗНОМ ШЛИФОВАНИИ  
С ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННЫМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ ..... 254

Цокур В.П., Стрелков В.Б., Хохлов А.А.  
МОДЕРНИЗАЦИЯ ШЛИФОВАЛЬНЫХ СТАНКОВ  
ДЛЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ОБРАБОТКИ С  
ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННЫМИ УПРАВЛЯЮЩИМИ  
ВОЗДЕЙСТВИЯМИ НА РАБОЧУЮ ПОВЕРХНОСТЬ КРУГА ..... 258

Ченцов Н.А., Дойнов А.Р., Седуш В.Я.  
МЕНЕДЖМЕНТ РЕМОНТНОЙ СЛУЖБЫ  
ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ЦЕХА ..... 262

**Чичикало Н.І.**

**ВИЗНАЧЕННЯ СКЛАДОВИХ ПОХИБОК ВИМІРЮВАЛЬНИХ  
ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ, ОБУМОВЛЕНИХ ВЗАЄМОДІЄЮ  
З ОБ'ЄКТОМ..... 267**

**Щедролосев А.В.**

**ВЛИЯНИЕ КОНЦЕВЫХ ЭФФЕКТОВ НА ДАВЛЕНИЕ  
РАЗВИВАЕМОЕ ВИНТОКАНАВОЧНЫМИ  
НАСОСАМИ И УПЛОТНЕНИЯМИ ..... 272**

**Buchacz A.**

**MODELLING OF CONTINUOUS MECHANICAL SYSTEMS  
BY MEANS THE GRAPHS METHOD AS INTRODUCTION  
TO SYNTHESIS AND ANALYSIS OF BAR SYSTEMS ..... 277**

**Buchacz A., Dymarek A., Dzitkowski T.**

**MODIFICATION OF SYNTHESIS METHODS OF  
CONTINUOUS VIBRATING SYSTEMS FIXED ..... 283**

## **ПРАВИЛА**

**представления рукописей в международный сборник научных трудов  
Донецкого государственного технического университета  
«Прогрессивные технологии и системы машиностроения»**

Содержание рукописей должно отражать новые достижения науки и техники в области машиностроения, их практическое значение, соответствовать технической направленности сборника и представлять интерес для широкого круга специалистов.

В рукописи должно быть кратко изложено то новое и оригинальное, что разработано авторами, показано преимущество перед аналогами предлагаемых разработок, описаны их особенности и практическая значимость. Результаты работы не должны представляться в виде тезисов.

Языки представления рукописей: украинский, русский, английский и немецкий.

Сборник научных трудов является специальным изданием в котором могут публиковаться результаты диссертационных работ, так как он включен в перечень ВАК Украины (Перелік № 1 наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук. Додаток до постанови президії ВАК України від 9 червня 1999 р. № 1 – 05/7).

## **ОСНОВНАЯ ТЕМАТИКА СБОРНИКА**

1. Практика и перспективы создания и применения прогрессивных технологий.
2. Информационные технологии (CAD/CAM/CAE). Механизация и автоматизация производственных процессов. Проблемы мехатроники и мехатронные технологии.
3. Проблемы проектирования и применения инструментов, прогрессивные инструментальные материалы и их обработка.
4. Автоматизация конструкторской и технологической подготовки производства, прогрессивное оборудование.
5. Управление качеством, метрология, сертификация, диагностика, надежность и эксплуатация технологических систем.
6. Специальные и нетрадиционные технологии, экономические проблемы машиностроения.
7. Вопросы моделирования и расчетов сложных технических систем.
8. Эргономические и экологические проблемы машиностроения.

В рамках сборника можно представлять рекламу продукции, которая будет помещена после рукописей статей.



## ПРЕДСТАВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Для принятия решения о включении рукописи Вашей статьи в сборник необходимо выслать в адрес редакционной коллегии следующее:

- заявку и сведения об авторах статьи;
  - рукопись статьи в двух экземплярах (второй экземпляр статьи должен быть подписан всеми авторами);
  - акт экспертизы (один экземпляр);
  - дискету 3,5 дюйма с записью текста статьи.
- Публикация статей в данном сборнике платная.

## ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ

1. Текст рукописи статьи от 5 до 10 страниц на белой бумаге формата А4 (210x297 мм) с полями: верхнее и нижнее 30 мм, левое и правое 25 мм. Страницы не нумеровать (нумерацию выполнить карандашом в нижнем правом углу). Рукопись статьи оформить с применением редактора WinWord (не ниже версии 6,0) шрифтом Times New Roman размером 14, распечатать в двух экземплярах с высоким качеством печати.
2. Порядок оформления. Материалы должны отвечать следующей структурной схеме: название, фамилии и инициалы авторов, сокращенное название организаций, города, страны, аннотация на английском языке, основной текст, выводы, список литературы. Название печатать прописными (жирными) буквами, не отступая от верхнего поля, без переносов, центрировать. Через 1,5 интервала строчными буквами – фамилии и инициалы авторов (жирными), в круглых скобках курсивом – сокращенное название организаций, название городов, стран (через запятую, центрировать). Через 1,5 интервала – материалы статьи (язык изложения – по выбору авторов, межстрочный интервал 1). См. образец оформления материалов.
3. Графический материал (рисунки, графики, схемы) следует выполнять в формате \*.bmp, \*.gif, \*.pcx, \*.dwg размерами не менее 60x60 мм внедренными объектами (по ходу материалов). Все позиции, обозначенные на рисунке, должны быть объяснены в тексте. Позиции на рисунке должны располагаться по часовой стрелке. Под каждым рисунком указывается его номер и название, например: Рис. 3. Схема устройства. Каждый рисунок должен иметь один интервал сверху и снизу.
4. Формулы и математические знаки должны быть понятны. Показатели, степени и индексы должны быть меньше основных знаков и выполняться в соответствии с редактором формул Microsoft Equation. Формулы нумеруются (справа в круглых скобках, не отступая от правого поля), только в том случае, если на них в тексте имеются ссылки. Между крайними знаками формулы и текстом должен выполняться один интервал. Формулы выполняются курсивом.

### Размер формул для Microsoft Equation

|                                             |       |
|---------------------------------------------|-------|
| Full (обычный).....                         | 14 pt |
| Subscript/Superscript (крупный индекс)..... | 10 pt |

|                                                |       |
|------------------------------------------------|-------|
| Sub-Subscript/Superscript (мелкий индекс)..... | 8 pt  |
| Symbol (крупный символ).....                   | 16 pt |
| Sub-Symbol (мелкий символ).....                | 12 pt |

5. Все таблицы должны иметь название и порядковый номер и располагаться после упоминания по тексту, например: Таблица 2. Классификация муфт. Каждая таблица должна иметь один интервал сверху и снизу.
6. **Список литературы** должен быть приведен в конце статьи в соответствии с образцом. Перечень ссылок должен быть составлен в порядке упоминания в тексте. Ссылки на литературу заключаются в квадратные скобки.
7. Текст рукописи статьи требуется записать на дискету 3,5 дюйма, которую нужно подписать следующим образом: фамилии и инициалы авторов, название статьи.
8. Материалы рукописи представляются без изгибов.
9. Материалы, не отвечающие перечисленным требованиям и тематике данного сборника, а также поступившие в редакционную коллегию с опозданием, опубликованы не будут.

## Образец оформления материалов:

## ОСНОВЫ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА СБОРОЧНЫХ СИСТЕМ

Иванов И.И., Петров П.П. (ДонГТУ, БГТУ, г. Донецк, г. Брянск, Украина, Россия)

*The efficient design of assembly machinery is vitally important .....as noun description of functions of presented in the paper*

Сборочные системы являются сложными иерархическими системами. Одним из условий [1] повышения производительности ... сборочных технологических систем (рис. 5).

**Список литературы:** 1. Ким И.П. Исследование эффективности роторных машин. – К.: КПИ, 1985. – 123 с. 2. Устюгов А.В. Надежность технологических машин. – Донецк: ДонГТУ, 1998. – 425 с.

Адрес редакционной коллегии:

Украина, 83000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонГТУ, Кафедра «Технология машиностроения», Редакционная коллегия сборника.

Тел. (022) 93-60-02, факс (0622) 93-60-02

E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua

http:// www.dgtu.donetsk.ua

## ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Международный  
сборник научных трудов

Выпуск 15

Макет подготовил Белоконь О.М.

Підп. до друку 05.03.2001 г.  
Цифровий трафаретний друк  
Обл. вид. арк. 17,81

Формат 60×84  $\frac{1}{16}$   
Умовн. друк. арк. 17,32  
Тираж 100 экз

папір "Maestro Gutenberg"  
Обл.-вид. арк. відб. 1732,12  
Замовл № 746

Рекламно-видавнича агенція ДонДТУ

340000, м. Донецьк, вул. Артема, 58, Гірничий інститут, 9 учб. корпус  
Тел.: (0622) 99-99-94, 90-36-31