

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Председатель:  
Голеников В. А. д.т.н., проф.  
Зам. председателя:  
Степанов Ю. С. д.т.н., проф.  
Светкин В. В. к.т.н. доц.  
Колчунов В. И. д.т.н., проф.  
Гордон В. А. д.т.н., проф.  
Константинов И. С. д.т.н., проф.  
Садков В. Г. д.э.н., проф.  
Кулаков А. Ф. к.т.н., доц.  
Фролова Н. А. к.социол.н., доц.  
Соков О. А. к.т.н., доц.  
Борзенков М. И. к.т.н., доц.  
Поландова Л. И.  
Одолеева М. В.

РЕДКОЛЛЕГИЯ СЕРИИ

Главный редактор:  
Степанов Ю. С. д.т.н., проф.  
Зам. главного редактора:  
Киричек А. В. д.т.н., проф.  
Зам. главного редактора:  
Подмастерьев К. В. д.т.н., проф.  
Васильев А. С. д.т.н., проф.  
Васин С. А. д.т.н., проф.  
Дальский А. М. д.т.н., проф.  
Зубарев Ю. М. д.т.н., проф.  
Суслов А. Г. д.т.н., проф.  
Технический редактор:  
Черепенько А. А. к.т.н., доц.  
Художественный редактор:  
Барсуков Г. В. к.т.н. доц.  
Компьютерная верстка:  
Подзолков М. Г.  
Гончаров А. В.

АДРЕС РЕДАКЦИИ СЕРИИ

302020 Россия, Орел,  
Наугородское шоссе, д. 29  
Кафедра ТМСИ  
Редколлегия журнала Известия  
ОрелГТУ.  
Серия «Машиностроение.  
Приборостроение»  
тел: (0862) 41-98-77, 41-98-18  
факс: (0862) 41-66-84  
e-mail: tmsi@ostu.ru, upk@ostu.ru

Зарегистрировано в Министерстве  
РФ по делам печати,  
телерадиовещания, и средств  
массовой информации  
Свидетельство: ПИ № 77-15496  
от 20 мая 2003 г.

Формат 69×90/8  
Печать ризография. Бумага  
Офсетная. Усл. печ. л 6,25  
Тираж 500 экз.

© ОрелГТУ, 2003

СОДЕРЖАНИЕ

- **ДИНАМИКА МАШИН И СИСТЕМ**  
Мулюкин О. П., Нигматулина В. Н., Савин Л. А. Виды и амплитудно-частотный спектр динамических воздействий на грузы при железнодорожных перевозках..... 2  
Антипов В. А., Дулецкий В. А., Комаров М. В., Поляков Р. Н., Соломин О. В. Влияние силовых факторов на характеристики динамической системы ротор-корпус..... 6  
Мононская А. В. Фрактальный подход к идентификации динамики импульсных систем преобразования энергии..... 10
- **ОБОРУДОВАНИЕ АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ**  
Бурнашов М. А., Первых И. П. Классификация механических гидравлических устройств для балансировки шлифовальных кругов..... 13  
Степанов Ю. С., Бородин В. В. О влиянии податливости опор на критические частоты вращения шпинделя шлифовального станка при шлифовании с осциллирующим контактом..... 16
- **ТЕХНОЛОГИЯ ЛЕЗВИЙНОЙ ОБРАБОТКИ**  
Брусков С. И., Тарапанов А. С., Харламов Г. А. Экспертный подход к проектированию процессов лезвийной обработки винтовых поверхностей..... 20
- **ТЕХНОЛОГИЯ УПРОЧНЯЮЩЕЙ ОБРАБОТКИ**  
Киричек А. В., Соловьев Д. Л. Нагружение материала волной деформации в процессе статико-импульсной обработки..... 33  
Новиков А. Н., Иващук О. А. Моделирование технологии восстановления и упрочнения деталей из алюминиевых сплавов на примере МДО..... 37  
Бологов Е. Н. Фрикционное упрочнение втулок радиальных опор центробежных насосов..... 42  
Афонин А. Н. Влияние радиального биения резьбонакатных роликов на их стойкость..... 44
- **ТЕХНОЛОГИЯ И ОБОРУДОВАНИЕ ФИЗИКО - ТЕХНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ**  
Сазонов Д. Ю. Экспериментальные исследования по удалению теплозащитного покрытия при гидроструйном расщеплении боеприпасов..... 47  
Сергиев А. П., Мальцев А. С., Вибрационная установка для грубодисперсного помола стружки..... 50  
Барсуков Г. В., Белкин Е. А. Моделирование скола абразивного зерна в результате удара о поверхность материала..... 53
- **ТЕХНОЛОГИЯ СБОРКИ**  
Начвай В. Ф. Универсальная методика решения сборочных размерных цепей (СРЦ) методом пригонки на основе вероятностного расчета..... 57
- **ТРИБОЛОГИЯ И ТРИБОМОНИТОРИНГ**  
Подмастерьев К. В. Обобщенная модель вероятности разрушения смазочного слоя в зонах трения подшипника качения..... 65  
Пахолкин Е. В. Моделирование и теоретическое исследование влияния локальных дефектов рабочих поверхностей трибосоприжения на состояние смазочного слоя в зоне трения (на примере подшипника качения)..... 71
- **ПРИБОРЫ, МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ**  
Плешаков В. В. Оценка усталостных повреждений поверхностного слоя деталей..... 75  
Корндорф С. Ф., Тушикин Д. А. Способ выявления и оценки параметров термозлектрических неоднородностей в приповерхностном слое металлических изделий..... 78
- **БИОМЕДИЦИНСКИЕ ПРИБОРЫ И СИСТЕМЫ**  
Шалобаев Е. В., Монахов Ю. С., Ефименко В. Т., Ефименко А. В. Разработка и изготовление оптомеханического дефлектора на основе моментных двигателей и торсионов..... 84
- **ПРИБОРЫ И УСТАНОВКИ ДЛЯ НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ**  
Мишин В. В., Марков В. В. Экспериментальная установка для исследования влияния внутренних параметров подшипника и режимов его эксплуатации на параметры функции электрического сопротивления..... 88  
Жирков А. А., Катунин А. В. Измерительно-вычислительный комплекс для исследования закономерностей прерывистого резания..... 92

ДИНАМИКА МАШИН И СИСТЕМ

УДК 621.888.6

Д-р. техн. наук, проф. О. П. Мулюкин, В. Н. Нигматуллина  
(Самарская государственная академия путей сообщения)  
г. Самара  
Д-р. техн. наук, проф. Л. А. Савин  
(Орловский государственный технический университет)  
г. Орел, (0862)419849, e-mail: pmpl@ostu.ru

**ВИДЫ И АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫЙ СПЕКТР  
ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА ГРУЗЫ  
ПРИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ПЕРЕВОЗКАХ**

*Kinds and amplitude-frequency spectrum of dynamic forces which influence cargo from a railway track, power installations and the rolling stock, are analyzed in the article. Methods of vibroprotection of cargoes including preparations for their storage and packing are worked out in the article.*

По мере развития железнодорожного транспорта, роста его мощности, объема и дальности перевозок и ужесточения требований к интенсивности нагрузок изменился подход к проблеме сохранения работоспособности транспортируемых объектов: от изучения собственного транспортного средства перешли к изучению по трем направлениям динамической системы человек - транспортное средство (объект транспортировки) – путь: исследование микропрофиля пути (опорной поверхности), колебаний транспортного средства, реакции перевозимых объектов на транспортные нагрузки [1].

При этом в подсистеме транспортное средство (объект транспортировки) – путь исследуется совокупность динамических воздействий, как составляющих общей транспортной нагрузки, со стороны рельсового пути, энергетической установки и подвижного состава (поддрессорного вагона, в том числе оборудованного специальными средствами вибро- и ударозащиты транспортируемого груза), частота и амплитуда которых изменяется в широких пределах.

Транспортировка по длительности возмущающего воздействия характеризуется периодическими и ударными (импульсными) нагрузками, которые, в зависимости от вида источника возмущения, подразделяются на:

- регулярные, т.е. проявление которых ожидаемо и определяется наличием стабильных факторов: принятыми конструкциями вагонных платформ, колесных пар подвижного состава, вращающихся звеньев энергетической установки и других силовых органов локомотива; характером сцепления колесных пар с рельсовым путем в зависимости от его фактического макро- и микрорельефа; способа крепления транспортируемого объекта, в том числе с учетом принятых средств вибро, ударозащиты грузов, и заданного режима транспортирования грузов;

- нерегулярные (форсмажорные), возникающие непредсказуемо в моменты проявления нестабильных факторов (экстремальное воздействие окружающей среды на подвижной состав с грузом: порывы ветра и другие климатические эксцессы, нарушающие заданный режим транспортирования грузов; неисправность элементов и систем подвижного состава и др.).

На железнодорожном транспорте параметры вибрации должны удовлетворять следующим требованиям: для частот 3...5 Гц виброускорение – до 30 м/с<sup>2</sup>; для частот 40...60 Гц виброускорение – 5...15 м/с<sup>2</sup> [1].

Известно, что в настоящее время вероятность безотказной работы гидравлических демпферов железнодорожных вагонов колеблется в пределах 0,40...0,65 [2]. Недостаточная надежность демпферов приводит к частому выходу их из строя, что ухудшает динамическое качество на переходных режимах дви-

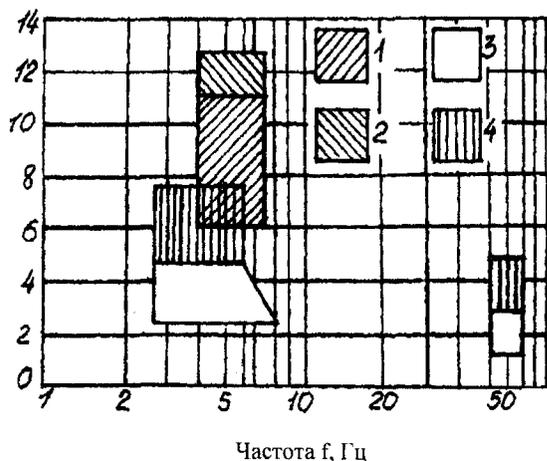


Рис. 1. – Преобладающие частоты амплитды вибраций железнодорожных вагонов  
1,2 – платформы с рессорами типа ААР 1.915;  
3,4 – платформы с современными рессорами

жения (момент трогания, торможение, движение поезда через переломы продольного профиля пути и пр.)

В изделиях, транспортируемых по железным дорогам, амплитуды колебаний элементов примерно одинаковы по всем трем координатам (рис. 1).

Динамические характеристики грузопассажирских и грузовых железнодорожных вагонов приведены в табл. 1.

1. Динамические характеристики грузопассажирских и грузовых железнодорожных вагонов

Оценка хода	Динамический коэффициент		Ускорение кузова, м/с <sup>2</sup>		Показатель плавности хода
	$K_D^B$	$K_D^Г$	вертикальное	горизонтальное	
Грузопассажирские перевозки					
Отличный	0,1	0,05	1,0	0,5	До 1,0
Хороший	0,10...0,15	0,05...0,10	1,0...1,5	0,5...1,0	До 2,0
Удовлетворительный (допустимый для пассажирских вагонов)	0,16...0,20	0,11...0,15	1,6...2,0	1,1...2,0	До 3,25
Допустимый для грузовых вагонов	0,21...0,35	0,16...0,25	2,1...3,5	2,1...3,0	До 4,0
Непригодный для регулярного движения	0,36 и более	0,26 и более	3,6 и более	3,1 и более	До 5,0
Небезопасный при длительном движении	Более 0,7	Более 0,4	Более 7,0	Более 5,0	До 5,0
Грузовые вагоны					
Отличный	0,20	0,08	2,0	1,0	-
Хороший	0,20...0,35	0,08...0,15	2,0...3,5	1,0...1,5	-
Удовлетворительный	0,36...0,45	0,16...0,25	3,6...4,5	1,6...3,0	-
Допустимый	0,46...0,65	0,26...0,35	4,6...6,5	3,1...4,5	-
Непригодный для регулярного движения	0,65	0,36	6,5	4,6	
Небезопасный при длительном движении	Более 0,7	Более 0,4	Более 7,0	Более 5,0	

Динамические характеристики рельсовых экипажей оценивают по показателям плавности хода и значениям ускорений узлов экипажа:

$$K_D^B = \frac{S_D^B}{S_{CT}} \text{ и } K_D^Г = \frac{S_D^Г}{S_{CT}},$$

где  $S_D^B$  и  $S_D^Г$  соответственно вертикальные и го-

ризональные составляющие дополнительных динамических сил, действующих на тележку, статическая нагрузка на которую  $S_{CT}$ .

Показатель плавности хода  $W$  зависит от амплитуды и спектрального состава колебаний вагона [3]. Собственные частоты парциальных и связанных колебаний дизель-генератора современных тепловозов (мощность до 440 кВт) с пассивной системой виброизоляции на базе подвески из резинометаллических виброизоляторов (РМВ), с активной сис-

темой виброизоляции из пневмоэлементов (ПЭ) и жестким опиранием дизель-генератора на раму (ЖОР) приведены в табл. 2.

Значение сил, действующих на раму тепловоза при полной мощности дизель-генератора, в зависимости от способа его установки, приведены в табл. 3.

Основными источниками возмущения колебаний подвижного состава являются неровности и кривизна поверхности железнодорожного пути, эксцентриситет и неровность вращения колесных пар.

### 2. Собственные частоты парциальных и связанных колебаний дизель-генератора современных тепловозов в зависимости от способа его установки

Парциальные колебания			Связные колебания		
Форма	Частота, Гц		Форма	Частота, Гц	
	РМВ	РЭ		РМВ	РЭ
Подергивание	6,16	1,95	Подергивание	7,72	1,49
Галопирование	6,18	1,95	Подергивание с галопированием	7,35	2,32
Боковой отброс	6,16	1,95	Боковой отброс	3,77	1,19
Боковая качка	7,94	2,51	Боковой отброс с боковой качкой	9,32	2,95
Вилыние	6,12	1,94	Вилыние	6,12	1,94
Подпрыгивание двигателя	6,62	2,04	Подпрыгивание	5,46	2,06
Подпрыгивание рамы	10,51	10,51	Подпрыгивание двигателя с рамой	12,75	10,7

### 3. Силы, передаваемые на раму тепловоза при полной мощности дизель-генератора, в зависимости от способа его установки

Способ установки дизель-генератора тепловоза мощность 440 кВт	Результирующая сила, Н	Проекция силы, Н		
		вертикальная	продольная	поперечная
ПЭ	128	124	4	51
РМВ	2016	2000	71	591
ЖОР	18214	18072	403	6768

При расчетах колебаний подвижного состава микропрофиль пути моделируют, заменяя его гармоническим профилем или единичной поверхностью. За источник возмущения обычно принимают конкретную реализацию случайного микропрофиля, его статических характеристик, дающих представление об изменении микропрофиля по длине участка железной дороги и частоте творения длины неровностей. Статические характеристики позволяют давать обобщенную оценку микропрофиля железных дорог отдельных географических районов и целых стран.

Используя при перевозках железнодорожный транспорт, следует учитывать, что вагоны снабжены специфическим виброизолирующим звеном - рессорами, уменьшающими эффект воздействия транспортных перегрузок на перевозимый груз. Для того чтобы эффективно защитить оборудование при железнодорожных перевозках без применения специальных виброзащитных устройств, достаточно выполнить условие виброизоляции [4]

$$\frac{f}{f_0} = 0 \dots 5,$$

где  $f$  – нижняя граница спектра возбуждающих частот,  $c^{-1}$ ;

$f_0$  – собственная частота колебаний вагона на рессорах,  $c^{-1}$ .

Защита перевозимых грузов при транспортировке осуществляется с помощью технологического комплекса, включающего выполняемую полностью или частично совокупность последовательно осуществляемых процессов, таких как консервация, обертка в бумагу или другой материал, упаковка в потребительскую тару, упаковка в транспортную тару. Упаковка грузов производится с учетом их конструктивных особенностей в соответствии с действующей в отрасли документацией на упаковку и тару и соответствующими ГОСТами и ОСТАми [1].

Наиболее полная классификация механических нагрузок, действующих на транспортировочную тару, приведена в [1]. В ее основе – экспериментальное определение величин ударных нагрузок, воспринимаемых грузами в зависимости от высоты падения и материала тары, качества виброизоляторов и вида покрытия, на которое падает тара при погрузочно-разгрузочных работах.

Механические свойства упаковочных материалов обычно характеризуются зависимостью  $P = f(\delta)$ ,  $P$  и  $\delta$  соответственно, усилием, приложенным к упаковке, и величиной ее деформации. Предельно допустимые давления для некоторых упругих материалов, применяемых для упаковки, приведены в [5].

Кроме того, применяются основные методы виброзащиты объектов [3], использование которых снижает интенсивность их колебаний при транспортном нагружении. Указанные методы авторами детализированы и дополнены с учетом результатов, полученных в [1]:

1. Снижение виброактивности источника:

- изменение соотношения между частотами возмущения транспортного средства и собственными частотами подвижных частей транспортируемого объекта;

- уравнивание возмущающих нагрузок от механизмов, входящих в объект (уравнивание роторов; автоматическая балансировка вращающихся масс; применение противовесов типа кривошипно-шатунных механизмов и пр.);

2. Внутренняя виброзащита упруго-подвешенных масс, являющихся составными частями объекта:

- устранение резонансных явлений в упруго-подвешенных элементах путем изменения частот их собственных колебаний;

- увеличение диссипации механической энергии подвижных частей объекта (демпфирование, преобразование вида движения и пр.)

3. Динамическое гашение колебаний (присое-

динение к объекту дополнительной механической системы – динамического гасителя колебаний, изменяющего характер колебания объекта).

4. Изоляция ударов и вибрации (установка между объектом и источником возмущения дополнительной системы – виброизолятора).

5. Экранирование упругих волн, распространяющихся от источника возмущения (установка экранов из материалов, отличающихся по физическим свойствам от материала вибрирующей конструкции).

Широко известно правило [6]: виброизоляторы имеет смысл применять лишь в том случае, если путь торможения (или разгона) основания не больше максимально допустимого отклонения виброизолируемого объекта. Вопросы эффективности виброзащитных систем при внешнем воздействии вибрационного типа подробно охарактеризованы в [1].

Выводы:

1. Проанализированы виды и амплитудно-частотный спектр динамических воздействий на транспортируемые по железной дороге грузы со стороны рельсового пути, энергетических установок и подвижного состава.

2. Детализированы и дополнены методы виброзащиты транспортируемых грузов, включая операции технологического комплекса по их консервации и упаковке.

#### Литература:

1. *Методология оценки и разработки средств снижения вибро-, ударонагруженности транспортируемых грузов ответственного назначения при железнодорожных перевозках: Отчет НИР / СамИИТ: Руководитель В.И. Варгунин; Ответственный исполнитель О.П. Мулюкин; № ГР 00304019; Инв. №02860052896, Самара, 2000. – 320 с.*

2. *Воинов К.Н. Надежность гидравлических колебаний и долговечность автосцепов // Динамика вагонов: Сборник научных трудов ЛМИ.Л., 1980. – С. 67-75.*

3. *Вибрации в технике: Справочник в 6 т. / Под редакцией Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – Т.3: Колебания машин, конструкций и их элементов. – 544 с.*

4. *Ильинский В.С. Защита аппаратов от динамических воздействий. – М.: Энергия, 1970. – 320 с.*

5. *Александров В.А. Конструкция амортизаторов из вспененных материалов для транспортируемых приборов. / В.А. Александров, В.В. Карамышкин – М.: Машиностроение, 1985. – 80 с.*

6. *Ильинский А.Ю. Механика относительного движения и силы инерции. – М.: Наука, 1981. – 320 с.*

УДК-621.822

В. А. Антипов, В. А. Дулецкий

(Самарский институт инженеров железнодорожного транспорта)

М. В. Комаров, Р. Н. Поляков, О. В. Соломин

(Орловский государственный технический университет)

г. Орел, (0862)419849, e-mail: pmp1@ostu.ru

## ВЛИЯНИЕ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РОТОР-КОРПУС

*Methodology of calculation of dynamic characteristics of turbomachine rotors taking into consideration axial forces and gyroscopic effects is considered in this paper. Results of experimental research confirming elaborated theoretical statements are presented.*

Ротор современной турбомашины представляет собой сложную динамическую систему, в состав которой входят: вал, опоры (подшипники скольжения, качения или их комбинации, радиальные и торцевые уплотнения, турбина, центробежный насос) (рис. 1).

Основными проблемами при создании высокоскоростных турбоагрегатов являются возникающие на отдельных режимах работы самовозбуждающиеся колебания и потеря устойчивости ротора. С увеличением частот вращения роторов возрастают действующие в опорных узлах силы и виброперемещения. Особые трудности представляют переход через критические частоты и отстранение от режимов автоколебаний. Поэтому задача исследования такой системы требует построения адекватной теоретической модели, учитывающей наиболее существенные особенности процесса работы турбоагрегата.

Для решения данной задачи использован метод конечных элементов [1 - 3].

Динамическая задача сформулирована в матричной форме:

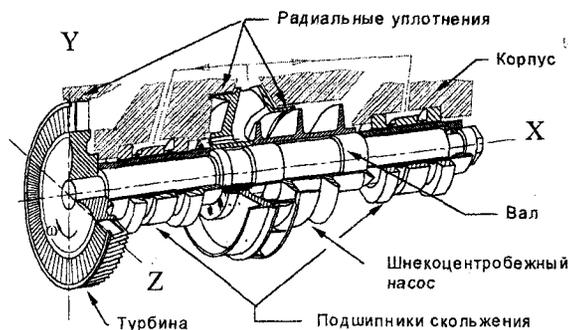


Рис. 1. – Характерная компоновка турбоагрегата

$$[M] \frac{\partial^2}{\partial t^2} \{u\} + [K] \cdot \{u\} = \{F\},$$

где  $[M]$  – матрица масс системы,

$[K]$  – матрица жесткости,

$\{u\}$  – вектор перемещений узлов конечных элементов,

$\{F\}$  – вектор узловых нагрузок.

При этом матрицы и вектора построены с учетом действия силовых факторов (продольной нагрузки и гироскопического эффекта).

Процесс колебаний в плоскости  $XOY$  построен в обратной постановке (т.е. вал неподвижен, а вся система нагрузок вращается относительно оси  $OX$  с угловой скоростью  $\omega$ ).

Будем считать, что прогибы вала малы настолько, что колебания можно рассматривать независимо в координатных плоскостях  $XOY$  и  $XOZ$ . В таком случае решение задачи можно получить с помощью принципа суперпозиции.

Для численного решения динамической задачи использована неявная (абсолютно устойчивая по времени) конечно-разностная схема:

$$[M] \frac{\{u\}^{i+1} - 2\{u\}^i + \{u\}^{i-1}}{\Delta t^2} + [K] \frac{\{u\}^{i+1} + \{u\}^{i-1}}{2} = \{F\}^i. \quad (1)$$

Так как матрица  $[K]$  из-за нелинейности процесса колебаний зависит от времени, то с учетом приращений перемещений ( $\{u\}^{i+1} = \{u\}^{i+1} - \{u\}^i$ ) уравнение (1) примет вид:

$$\frac{[K]^i \cdot \{\Delta u\}^{i+1}}{2} + \frac{[M] \cdot \{\Delta u\}^{i+1}}{\Delta t^2} = \{F\}^i - \frac{[K]^i \cdot \{u\}^i}{2} - \frac{[K]^i \cdot \{u\}^{i-1}}{2} + \frac{[M] \cdot \{\Delta u\}^i}{\Delta t^2} \quad (2)$$

Левая часть этого соотношения определяет систему линейных уравнений, а правая – вектор свободных членов.

Матрица жесткости  $[K_n]^i$   $n$ -го конечного элемента для момента времени « $i$ » имеет вид:

$$[K_n] = \begin{bmatrix} \frac{E_n F_n (a_n^i)_+}{L_n} & \frac{E_n F_n a_n^i \cdot \sigma_n^i -}{L_n} & \frac{E_n J_n \cdot 6\sigma_n^i}{L_n^2} & \frac{-E_n F_n (a_n^i)_-}{L_n} & \frac{-E_n F_n a_n^i \sigma_n^i +}{L_n} & \frac{-E_n J_n \cdot 6\sigma_n^i}{L_n^2} \\ + \frac{E_n J_n \cdot 12(a_n^i)^2}{L_n^3} & \frac{-E_n J_n \cdot 12 a_n^i \sigma_n^i}{L_n^3} & & \frac{-E_n J_n \cdot 12(a_n^i)^2}{L_n^3} & \frac{+ E_n J_n \cdot 12 a_n^i \sigma_n^i}{L_n^3} & \\ \frac{E_n F_n (a_n^i)^2 +}{L_n} & \frac{E_n J_n \cdot 6\sigma_n^i}{L_n^2} & \frac{-E_n F_n a_n^i \sigma_n^i +}{L_n} & \frac{-E_n F_n (a_n^i)^2 -}{L_n} & \frac{E_n J_n \cdot 6\sigma_n^i}{L_n^2} & \\ + \frac{E_n F_n \cdot 12(a_n^i)^2}{L_n^3} & \frac{+ E_n J_n \cdot 12 a_n^i \sigma_n^i}{L_n^3} & \frac{-E_n J_n \cdot 12(a_n^i)^2}{L_n^3} & \frac{-E_n J_n \cdot 12(a_n^i)^2}{L_n^3} & & \\ & \frac{E_n J_n \cdot 4}{L_n} & \frac{E_n J_n \cdot 6\sigma_n^i}{L_n^2} & \frac{-E_n J_n \cdot 6\sigma_n^i}{L_n^2} & \frac{E_n J_n \cdot 2}{L_n} & \\ & & \frac{E_n J_n (a_n^i)^2 +}{L_n} & \frac{E_n F_n a_n^i \sigma_n^i -}{L_n} & \frac{E_n J_n \cdot 6\sigma_n^i}{L_n^2} & \\ & & + \frac{E_n J_n \cdot 12(a_n^i)^2}{L_n^3} & \frac{-E_n J_n \cdot 12 a_n^i \sigma_n^i}{L_n^3} & & \\ & & & \frac{E_n F_n (a_n^i)_+}{L_n} & \frac{-E_n J_n \cdot 6\sigma_n^i}{L_n^2} & \\ & & & + \frac{E_n J_n \cdot 12(a_n^i)^2}{L_n^3} & & \\ & & & & \frac{E_n J_n \cdot 4}{L_n} & \end{bmatrix}$$

симметрично

$$[M_n]p = \begin{bmatrix} \frac{\rho_n F_n L_n}{2\Delta t^2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & \frac{\rho_n F_n L_n}{2\Delta t^2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & v & 0 & 0 & 0 \\ & & & 0 & \frac{\rho_n F_n L_n}{2\Delta t^2} & 0 \\ & & & & & 0 \\ & & & & & \frac{\rho_n F_n L_n}{2\Delta t^2} \\ & & & & & & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

Аналогично, для  $k$ -го сечения вала для сосредоточенных масс:

$$[M_k]_c = \begin{bmatrix} \frac{M_k}{\Delta t^2} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{M_k}{\Delta t^2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{I_k}{\Delta t^2} \end{bmatrix} \quad (5)$$

Суммарная матрица масс  $[M]$  может быть получена суммированием (4) и (5) по всем конечным элементам и сечениям:

$$[M] = \sum_{n=1}^{n_2} [M_n] + \sum_{p, \kappa=1}^{n_1} [M_\kappa] \quad (6)$$

где  $i$  – момент времени;

$a^i$  и  $B^i$  – направляющие косинусы продольной оси конечного элемента по отношению к осям  $X$  и  $Y$  соответственно;

$E$  – модуль Юнга;

$J$  – момент инерции поперечного сечения.

При решении задачи использована диагональная матрица масс, что дало возможность повысить счетную устойчивость и точность.

В матрицу масс входят массы собственно конечных элементов, массы присоединенных деталей конструкции (например, массы турбины, компрессора и т.д.), моменты инерции присоединенных деталей конструкции для учета влияния гироскопических моментов на АЧХ ротора. При этом моменты инерции, должны быть определены относительно оси, перпендикулярной плоскости  $XOY$ .

В таком случае масса  $n$ -го КЭ, которая равна  $\rho F l$ , «разбрасывается» равномерно на соседние сечения  $n$  и  $n+1$ , а остальные массовые факторы присоединяются к соответствующим сечениям. Введя шаг по времени  $t$ , для масс конечных элементов получим матрицу:

При рассмотрении внешних нагрузок выделены пять основных групп:

- весовые нагрузки от распределенной массы;
- весовые нагрузки от сосредоточенных масс;
- поперечные нагрузки для  $k$ -го расчетного сечения;
- продольные нагрузки для  $k$ -го расчетного сечения;
- пульсирующие нагрузки (пульсация давления на колесах турбины и компрессора):

$$\sum_{\kappa=1}^{n_1} \bar{F}_k^i \cdot \delta \cdot \bar{u}_k = \sum_{n=1}^{n_2} \rho_n F_n L_n g \cdot \sin(\omega t^i) \cdot \delta \left( \frac{U_{3n-1} + U_{3n+2}}{2} \right) + \sum_{\kappa=1}^{n_1} [(M_{\kappa g} + P_{y\kappa}) \cdot \delta U_{3\kappa-1} \cdot \sin(\omega t^i) + P_{z\kappa} \cdot \delta \cdot U_{3\kappa-2}] + \sum_{n=1}^2 A_{jk} \cdot \beta_{jk}^i \cdot \delta U_{3jk-2} \quad (7)$$

Виртуальная работа от массовых усилий:

$$\begin{aligned} & \sum_{n=1}^{n_1} M_{np} \Delta \bar{u}_n^i \cdot \delta \bar{u}_n + \sum_{k=1}^{n_1} M_{kc} \cdot \Delta u_k^i \cdot \delta u_k = \\ & = \sum_{n=1}^{n_1} \frac{\rho_n F_n L_n}{2 \Delta t^2} (\Delta u_{3n-2}^i \cdot \delta u_{3n-2}^i + \Delta u_{3n-1}^i \cdot \delta u_{3n-1}^i + \\ & + \Delta u_{3n+1}^i \delta u_{3n+1}^i + \Delta u_{3n+2}^i \delta u_{3n+2}^i) + \sum_{k=1}^{n_1} [M_k (\Delta u_{3k-2}^i \times \\ & \times \delta u_{3k-2}^i + \Delta u_{3k-1}^i \cdot \delta u_{3k-1}^i) + J_k \cdot \Delta u_{3k}^i \delta u_{3k}^i] \end{aligned} \quad (8)$$

Виртуальная работа от внутренних усилий для  $n$ -го конечного элемента:

$$\begin{aligned} & \int \frac{\bar{\sigma}_n^i(x) \cdot \varepsilon_n^i(x)}{2} \delta Y_n = \\ & = \left( \frac{L_n^i}{L} - 1 \right) \cdot \frac{E_n F_n \delta}{2} [(u_{3n+1}^i - u_{3n-2}^i) a_n^i + \\ & + (u_{3k+2}^i - u_{3k-1}^i) \cdot a_n^i] + \frac{E_n J_n L_n}{12} [2 \chi_k^i + \chi_{k+1}^i] \delta \chi_k^i + \\ & + (2 \chi_{k+1}^i + \chi_k^i) \delta \chi_{n+1}^i, \end{aligned} \quad (9)$$

где

$$\begin{aligned} \chi_k^i & = \frac{6}{L_n^2} \left[ (u_{3n+1}^i - u_{3n-2}^i) a_n^i + \right. \\ & \left. + (u_{3n+2}^i - u_{3n-1}^i) a_n^i \right] - \frac{4}{L_n} u_{3n}^i - \frac{2}{L_n} u_{3(n+1)}^i; \\ \chi_{n+1}^i & = \frac{6}{L_n^2} \left[ (u_{3n+1}^i - u_{3n-2}^i) a_n^i + \right. \\ & \left. + (u_{3n-1}^i - u_{3n+2}^i) a_n^i \right] + \frac{2}{L_n} u_{3n}^i + \frac{4}{L_n} u_{3(n+1)}^i. \end{aligned}$$

Виртуальная работа для всего вала определена с помощью простого суммирования по индексу « $n$ » ( $n = 1, \dots, n_2$ ).

Используя соотношения 2, 3, ... 9 получим систему линейных (относительно приращений перемещений) уравнений по каждому из шагов:

$$[A] \cdot \{ \bar{U} \} = \{ \bar{F} \}. \quad (10)$$

К уравнению (10) присоединяем начальные условия в виде:

$$\{ u \} = \{ \bar{u}(x) \}, \{ \bar{u}0 \} = \{ \bar{u}0(x) \}.$$

Так как колебания вала носят устойчивый характер (что, однако, не означает отсутствия в коле-

баниях переходных процессов, биений и т.д.), то в качестве начальных условий выбираем перемещения, полученные при квазистатическом нагружении вала только продольными (без пульсаций) нагрузками  $\{ \bar{u}^* \}$ , т.е.

$$\{ \bar{u} \} = \{ \bar{u}^* \}, \{ \bar{u}0 \} = \{ \bar{u}^* \}. \quad (11)$$

Решение системы уравнений (10) с указанными начальными условиями выполнено методом Гаусса, адаптированным для симметричных матриц с ленточной структурой.

По предложенной модели разработан алгоритм решения задачи, реализованный на компьютере и имеющий следующие возможности:

- представлять вал в виде совокупности балочных конечных элементов с одновременным определением граничных, силовых, кинематических и начальных условий;

- проводить анализ собственных частот и форм (мод) поперечных колебаний (низшие значения) валов без учета и с учетом продольных усилий. В последнем случае задача искусственно приводится к линейной и прогибы считаются малыми;

- осуществлять численный расчет (методом конечных элементов) вынужденных продольно-поперечных колебаний валов в нелинейной постановке (с учетом углов поворотов, которые, впрочем считаются малыми). Решение системы нелинейных гиперболических уравнений при этом осуществляется с помощью конечно-элементного представления (по координатам) с учетом линейризации кинематических соотношений и неявной абсолютно-устойчивой конечно-разностной схемы (по времени). Используемые здесь балочные конечные элементы допускают линейное (по длине) изменение кривизны балки. Необходимо отметить, что параметры, найденные при расчете вынужденных колебаний более адекватно отвечают условиям динамического нагружения, чем определенные по программе расчета собственных частот и форм колебаний (это связано с приведением расчетной модели в последней к линейной, использованием более «строго» предположения, к малости прогибов, не учете продольных перемещений и связанных с последними массовых сил);

- определять параметры, характеризующие напряженно-деформированное состояние балок по изменению вектора узловых перемещений во времени. При этом имеется возможность определять как эволюции (т.е. изменение по времени для определенного сечения вала), так и эпюры (т.е. изменение по длине вала) таких геометрических и силовых факторов, как продольные и поперечные перемещения, усилия и изгибающие моменты.

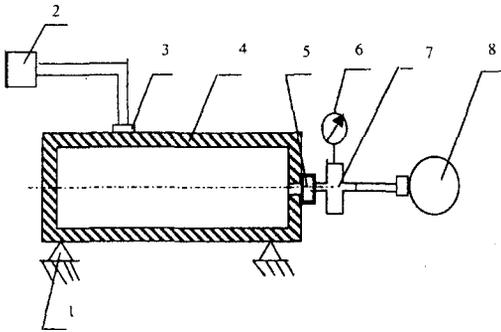


Рис. 2. – Схема экспериментальной установки

Необходимо отметить также, что имеется дополнительная возможность проводить оценку статической устойчивости стержней, так как в случае действия на вал продольных сжимающих усилий, величина которых достигает критического значения, происходит потеря устойчивости вала. Процесс колебаний в таком случае выражается в процесс аperiodического отклонения вала от положения равновесия.

С целью проверки достоверности разработанной модели были проведены экспериментальные исследования. Схема экспериментальной установки представлена на рис. 2. Установка представляет собой модельный ротор 4, установленный на опорах 1, связанный через переходник 5 с обратным клапаном, через тройник 7 с баллоном высокого давления 8. Магистраль наддува через тройник 7 подключена к манометру 6. Датчик вибрации 3 представляет собой акселерометр пьезоэлектрический ДН-3. измерительный прибор 2 – виброшумомер ВШ8-003.

Колебания ротора возбуждаются ударом молоточка через резиновую подкладку. Измеряемый параметр – виброускорение в полосе частот от 10 до 1000 гц.

Сигнал с прибора в аналоговой форме поступает на аналого-цифровой преобразователь АЦП NYL-03 с интервалом занесения 400 мкс. Объем занесения (1 кадр) – 8 кбайт. Далее сигнал обрабатывался по алгоритму быстрого преобразования Фурье. Разрешающая способность спектрального анализа – 2,5 Гц. Значения виброускорений регистрировались для каждого значения давления поддува в диапазоне от 0 до 200 атм.

Сравнительный анализ расчетных исследований и результатов эксперимента позволяет сделать следующие выводы:

– экспериментальные исследования подтвердили достоверность расчетной модели. Имеющиеся

расхождения в пределах точности инженерных расчетов;

– результаты исследований дают возможность предположить влияние на собственную частоту не только изгибной жесткости ротора, но и жесткости ротора в меридиональном и осевом направлениях, что имеет место для круговых цилиндрических оболочек и толстостенных цилиндров;

– влияние наддува на изменение собственной частоты ротора (1-й тон) существенное (в зависимости от давления наддува от 0 до 8%);

– при наддуве наблюдается качественное изменение АЧХ ротора. С увеличением внутреннего давления изменялись добротность колебательной системы. Колебания затухали медленнее, уменьшалась доля высоких частот в общем спектре. При этом амплитуда низшей формы колебаний несколько увеличилась, что позволяет предположить перераспределение энергии спектра в сторону увеличения энергии основного тона колебаний.

Таким образом, при наддуве возрастает «организованность» колебательной системы, что является положительным фактором, так как уменьшается вероятность возникновения резонанса в области высших частот, больших критической.

Кроме того, результаты исследований дают обоснование применения для подавления вибрации разработанного метода [4], заключающегося в ступенчатом изменении жесткости ротора при его прохождении резонансной зоны путем введения и стравливания давления наддува. Это позволяет избежать для «гибких» роторов даже кратковременной работы в резонансной зоне и исключает необходимость применения сосредоточенного демпфирования в опорах ротора.

#### Литература:

1. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / Пер. с англ. Под ред. Б.Е. Победри. / – М.: Мир, 1975. – 541 с.
2. Зенкевич О. Метод конечных элементов в теории сооружений и в механике сплошных сред. /Пер. с англ. Под ред. Ю.К. Зарецкого./ – М.: «Цедра», 1974. – 239 с.
3. Зенкевич О. Конечные элементы и аппроксимация / Пер. с англ. Под ред. Н.С. Бахвалова./ – М.: Мир, 1986. – 318 с.
4. Антипов В.А. Способ подавления радиальной вибрации роторов турбомашин / В.А. Антипов, О.В. Фомин, П.П. Власов // АС. №1632122А1, МПК F16F 15/16, приор от 11.04.88., ДСП.

УДК 681.518.54

Асп. А. В. Моновская  
 (Орловский государственный технический университет)  
 г. Орел, (0862)419560, e-mail: anna@ostu.ru

## ФРАКТАЛЬНЫЙ ПОДХОД К ИДЕНТИФИКАЦИИ ДИНАМИКИ ИМПУЛЬСНЫХ СИСТЕМ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ

*The pulse energy conversion system (PECS) dynamics is complicated and multivariated. One can illustrate that there are fractal regularities of the dynamics evolution. This paper considers the fractal approach to the PECS dynamics identification and emergency forecasting based on fractal diagram information use.*

Одним из основных направлений повышения эффективности процессов преобразования энергии является использование импульсных систем преобразования энергии (ИСПЭ). Согласно отечественным [1 - 3] и зарубежным [4 - 6] исследованиям, в случаях вариации параметров в широком диапазоне, динамика ИСПЭ характеризуется сложностью, многовариантностью, возможностью жесткой смены движений, что обуславливает необходимость предсказания аварийных ситуаций на основе идентификации динамики в режиме реального времени.

ИСПЭ относятся к сложным существенно нелинейным динамическим системам математические модели которых в целом характеризуются [7,8] переменной структурой и высокой размерностью параметрического вектора и вектора переменных состояний. Вследствие этих особенностей значительно сокращается число возможных математических подходов к анализу динамики, особенно их аналитических приемов. Наиболее полная информация о динамике ИСПЭ может быть представлена посредством построения параметрических и бифуркационных диаграмм [9 - 11], а бифуркационный подход [12 - 14] является на сегодняшний день одним из наиболее перспективных направлений идентификации динамики ИСПЭ в режиме реального времени.

В этом случае математическая модель системы приводится к форме отображения сдвига [7]. Тогда для решения задачи Коши задается вектор начальных условий  $X_0$  и вычисляется рекуррентное соотношение:

$$X_{k+1} = G(X_k) \Big|_{X_0}, \quad (1)$$

где  $k = 0, 1, 2, \dots$ , множители периода модуляции ШИМ;

$G(\cdot)$  — векторная функция отображения сдвига.

Устойчивые точки отображения  $X_{C_r}$  ( $r = 1, \dots, m$ ), соответствующие  $m$ -типу движения системы определяются из условия:

$$X_{C_l} = G(X_{C_m}) = G^{(m)}(X_{C_l}), \quad (2)$$

где  $G^{(m)}$  —  $m$ -итерация отображения сдвига  $m$ -типа движения.

Изменению движения в системе — эволюции динамики системы — соответствуют векторные смещения в фазовом пространстве  $X$  или (и) в пространстве параметров  $P$ . Таким образом, для идентификации динамики ИСПЭ необходимо построение многомерного пространства  $(P, X, m)$ .

В целом, задача идентификации динамики является многоцелевой, однако можно классифицировать задачи идентификации динамики по аналогии с прямой и обратной задачами Коши (на решении которых основана математическая реализация моделей ИСПЭ). Соответственно, можно выделить прямую и обратную задачи идентификации динамики ИСПЭ, различие между которыми сформулировано в табл. 1.

Выход из представленных в табл. 1 проблемных ситуаций для задач идентификации заключается в таком совмещении подпространств, которое позволяет выявлять искомые зависимости однозначно (в т. ч. предоставляется возможность отображать и дополнительную информацию о динамике системы) и решать задачи идентификации динамики поэтапно. Какие именно будут использоваться подпространства и в какой последовательности — зависит от контекста и целей конкретной задачи идентификации динамики. Например, для практической реализации идентификации динамики в режиме реального времени можно выделить два этапа: идентификацию типа движения в фазовом пространстве для известного параметрического вектора ( $X \leftrightarrow m, P = \text{const}$ ) и идентификацию параметрического вектора в фазовом пространстве известного типа движения ( $X \leftrightarrow P, m = \text{const}$ ). Можно проиллюстрировать, что фрактальные закономерности эволюции динамики проявляются в разных подпространствах пространства  $(P, X, m)$ , что позволяет выделять фрактальные структурные еди-

1. Прямая и обратная задачи идентификации динамики ИСПЭ

задача идентификации динамики в пространстве $(P, X, m)$	
прямая	обратная
известна причина — определить следствие	известно следствие — определить причину
какой тип движения установиться в системе, если изменятся параметры?	изменилась динамика системы (параметры или (и) тип движения) — почему?
значение параметров известно	значение параметров неизвестно
$P = var, X, m \rightarrow ?$	$X = var, P, m \rightarrow ?$
общая задача — идентификация типа движения	
проблемная ситуация: многовариантность априорной информации о возможной динамике ИСПЭ	проблемная ситуация: необходимостью установления однозначных соответствий в пространстве $(P, X, m)$

ницы, содержащие необходимую для идентификации информацию.

В качестве примера для иллюстрации подхода рассмотрим проблему идентификации аварийной ситуации в системе преобразователя напряжения понижающего типа с ШИМ-2 — как выхода из рабочего типа движения с частотой  $f_0 = 1/a$  ( $m = 1$ , сценарий эволюции динамики 1-2-4-....) Упрощенная эквивалентная схема замещения преобразователя представлена на рис. 1. Соответствующая математическая модель является системой двух дифференциальных уравнений с разрывной правой частью и скалярной функцией коммутации вектора переменных состояний  $X$ . Вектор переменных состояний  $X$  включает ток от источника питания ( $i$ ) и напряжение нагрузки ( $u$ ). Вектор переменных параметров  $P$  включает коэффициент усиления ошибки рассогласования в регуляторе напряжения ( $\alpha$ ) и сопротивление нагрузки ( $R_3$ ).

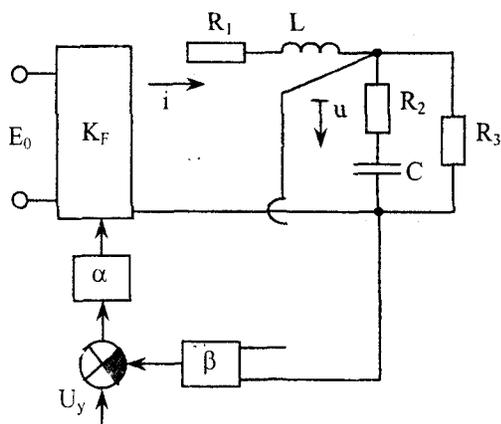


Рис. 1. — Схема замещения пропорционально-преобразователя напряжения

Основа решения задачи — формирование однозначного соответствия между пространством параметров  $P$  и фазовым пространством  $X$  математической модели ИСПЭ, что предполагает формирование  $PX$ -сечения пространства  $(P, X, m)$ . С этой целью перенесем построение бифуркационной диаграммы (рис. 2, а) в фазовую плоскость переменных состояний  $X$ . Полученная структура отображает фрактальный рисунок сценария 1-2-4-... с явно выраженной осью типа движения  $m = 1$  (рис. 2, б). Сопоставим направление параметрической  $\alpha$ -оси направлению, которое формируется устойчивыми точками отображения  $X_C$  типа движения  $m = 1$  для всего исследуемого диапазона  $\alpha$ . Аналогичные построения для значений диапазона параметра  $R_3$  формируют фрактальный ряд (рис.2, в) — последовательность топологически эквивалентных структур с незначительными размерными модификациями. Направлению параметрической  $R_3$ -оси сопоставим направление смещения фрактального ряда. Полученную диаграмму будем называть фрактальной!

Параметрические оси  $R_3$  и  $\alpha$  фрактальной диаграммы аппроксимируются практически линейной зависимостью и характеризуются экспоненциально убывающим шагом делений, отражая предельность возможных значений переменных состояний ( $i, u$ ), соответствующих сценарию 1-2-4-... Таким образом, вся область сценария заключена в треугольник, ограниченный линиями  $R_3$ -limit,  $\alpha$ -limit и  $i$ -осью абсцисс (рис. 2, г), а каждая точка полученной диаграммы соответствует устойчивой точке отображения  $X_C$  с координатами ( $i, u$ ) для параметров  $(R_3, \alpha)$ . При этом, однозначная взаимосвязь вектора переменных состояний  $X$  и параметрического вектора  $P$  в пределах одного типа движения

(этап идентификации динамики:  $X \leftrightarrow P, m = const$ ) является дополнительным информационным свойством фрактальной диаграммы. Кроме того, множество фазовых траекторий всей области одного типа движения состоит либо из практически эквивалентных структур (например, для типа движения  $m = 1$  на рис. 2, д фазовые траектории построены в пространстве фрактальной диаграммы), либо из подобных. Существует общая тенденция, что с увеличением  $m$  увеличивается и радиус фазовой траектории. Таким образом, фрактальное представление фазовых траекторий позволяет реализовать второй этап идентификации динамики: для известного параметрического вектора однозначно сопоставить изменения в фазовом пространстве с типом движения ( $X \leftrightarrow m, P = const$ ). Практически, фрактальная диаграмма представляет из себя такую 2-мерную проекцию пространства ( $P, X, m, t$ ), в которой существует возможность установления поэтапного взаимно однозначного соответствия между его подпространствами.

Подобные исследования можно провести и для других бифуркационных сценариев, с последующим совмещением полученных результатов. Тогда для каждой точки параметрической диаграммы можно предсказать множество фазовых траекторий, которые могут реализоваться, если будет реализован переход на соответствующий сценарий эволюции динамики. Таким образом возможно оценить ожидаемые амплитуды переменных состояния, направление их эволюции, внешние доступимые возмущения и сформировать эффективную базу данных о динамике системы – основу алгоритмов для решения конкретных задач идентификации динамики.

#### Литература:

1. Белов Г.А. Исследование колебаний в импульсном стабилизаторе напряжения вблизи границы устойчивости // *Электричество*, 2001. – №4. С.37-42.
2. Жуйков В.Я. Хаотические процессы в электротехнических системах / В.Я. Жуйков, А.О. Леонов // *Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт*. 1991. – №1. – С. 121-127.
3. Колоколов Ю.В. К вопросу о бифуркациях стационарных движений в импульсных системах автоматического управления / Ю.В. Колоколов, С.Л. Косчинский // *Автоматика и телемеханика*. 2000. – №5. – С.185-189.
4. Banerjee S. Anomalous bifurcations in dc-dc converters: borderline collisions in piecewise smooth maps / S. Banerjee, E. Ott, J.A. Yorke, G.N. Yuan // *Proc. IEEE Power Electronics Specialists' Conf.*, 1997. – P.1337-1344.
5. Banerjee S. Bifurcations in Two-Dimensional Piecewise Smooth Maps / S. Banerjee, P. Ranjan, C. Grebogi // *IEEE Transactions on Circuits and Systems – Theory and Applications in Switching Circuits*, vol. 47. – no.5. – May 2000. – P.633-643
6. di Bernardo M. Secondary Bifurcations And High Periodic Orbits In Voltage Controlled Buck Converter / M. Bernardo, E. Fossas, G. Olivar, F. Vasca // *International Journal Of Bifurcation And Chaos*. – vol. 7. – no. 12. – 1997. – P.2755-2771.
7. Kolokolov Y.V. The regularities of the development of the nonlinear dynamics of the control systems with pulse-width modulation / Y.V. Kolokolov, S.L. Koschinsky // *Proc. of the "International Conference on Neural Networks and Artificial Intelligence (ICNNAI'99)"*, Brest, Belarus, October 1999. – P. 85-92.
8. Kolokolov Y.V. The mathematical problems of forecasting adequacy of emergency situations in the dynamics of the pulse energy conversion systems when using bifurcation approach / Y.V. Kolokolov, S.L. Koschinsky, K.H. Adjallah. // *Proc. of the "Second International Conf. on Mathematical methods in Reliability (MMR'2000)"*, Bordeaux, France, July 4-7, 2000. – P. 603-606.
9. di Bernardo M. Controlling switching systems: A bifurcation approach // *IEEE International Symposium on Circuits and Systems (ISCAS'2000)*, 2000, Geneva, Switzerland. – vol. II. – P. 377-378.
10. Фейгин М.И. Вынужденные колебания систем с разрывными нелинейностями. – М.: Наука, 1994. – С. 288.
11. Kolokolov Y.V. On Bifurcations of Stationary Motions in the Pulse Systems of Automatic Control / Y.V. Kolokolov, S.L. Koschinsky // *Automation and Remote Control*. – vol. 61. – no. 5. – part 2. – 2000. – P. 883-887.
12. Колоколов Ю.В. Некоторые подходы к формированию современной методологии проектирования автоматизированных тяговых электроприводов постоянного тока. Часть 5. Оценка адекватности бифуркационного подхода к анализу динамики импульсных электроприводов постоянного тока / Ю.В. Колоколов, С.Л. Косчинский, В.В. Багров, А.П. Шолоник, А.А. Шафрайчук // *Информационно-управляющие системы на железнодорожном транспорте*, 2002. – № 4-5. – С. 45-50.
13. Kolokolov Y.V. Dynamics of pulse-width modulated DC motor drive with LC-filter at power input port / Y.V. Kolokolov, S.L. Koschinsky, K.H. Adjallah // *Proc. of the 10th Power Electronics and Motion Control Conference (EPE-PEMC'2002)*, Cavtat & Dubrovnik, Croatia, 2002. (CD-ROM) file T11-023.pdf.
14. Kolokolov Y.V. Bifurcation approach to condition monitoring: application to pulse energy conversion systems / Y.V. Kolokolov, S.L. Koschinsky, and K.H. Adjallah // *OPSEARCH*. – 2002. – vol.39. – no. 1. – P. 1-13.

## ОБОРУДОВАНИЕ АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ

УДК 621.923.4

Канд. техн. наук М. А. Бурнашов, асп. И. П. Первых  
(Орловский государственный технический университет)  
г. Орел, тел. (0862)419877; e-mail: tmsi@ostu.ru

## КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ БАЛАНСИРОВКИ ШЛИФОВАЛЬНЫХ КРУГОВ, ИХ ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ

*The application of balancing devices for an equilibration of grinding circles allows considerably to raise qualitative and quantitative parameters of process of grinding. An especially effective direction is the introduction of hydraulic balancing devices having a number of essential advantages.*

Успешный переход отечественного станкостроения и машиностроения к рыночной экономике и выпуску конкурентноспособной продукции требует решения задачи повышения производительности и качества обработки. В этих условиях финишные и отделочные операции приобретают ведущую роль, при этом доминирующее распространение завоевывает абразивная обработка, не смотря на прогнозы о ее вытеснении сверхточной токарной и фрезерной финишной обработкой.

Качественные и количественные показатели процесса шлифования являются весьма чувствительными к вибрациям инструмента и обрабатываемой заготовки. Для различных типов станков и способов шлифования отрицательное влияние колебаний различно. Одинаково общим является ухудшение шероховатости и волнистости, микро и макрогеометрии, увеличение разброса размеров, снижение технологической стабильности.

Основной причиной вибрации шлифовальных станков, неустраняемой на предварительном этапе конструктивными и технологическими методами, является дисбаланс шлифовальных кругов, непрерывно изменяющийся как в процессе обработки, так и на холостом ходу. В связи с этим возникает множество технологических, конструкторских, технических и метрологических проблем, связанных с балансировкой шлифовальных кругов в рабочей позиции при вращении. О сложности решения этих проблем говорит тот факт, что не смотря на большое количество известных технических решений (несколько сотен) в области балансирующих устройств, только единицы дошли до промышленного применения. Более того, балансирующие устройства, показавшие хорошие характеристики на конкретном типе шлифовального станка, оказываются малоэффективными на другом

типе оборудования из-за специфики его работы или конструкции. Это обстоятельство диктует необходимость индивидуального подхода при конструировании балансирующих устройств.

Причиной отставания внедрения балансирующих устройств является отсутствие системы конструирования таких устройств, методики расчета и технологии эксплуатации, что является препятствием к использованию балансировки, из-за чего до сих пор целые классы шлифовальных станков лишены средств оперативной балансировки.

Существует множество классификаций балансирующих устройств, которые охватывают лишь отдельные признаки или элементы конструкций. Наиболее полную классификацию современных балансирующих устройств для металлорежущих станков, представленную на рис. 1, можно найти в работе [1].

Наиболее общим признаком деления всех устройств служит выбор метода перемещения корректирующих масс при вращении круга: автоматический путем самоустановки масс без участия оператора или систем управления и принудительно.

В соответствии с этим, все устройства делятся на автоматические (автобалансирующие) и с принудительным изменением дисбаланса. Устройства с принудительным изменением дисбаланса также могут работать автоматически, если снабжены системой управления, работающей по заранее заданному алгоритму. В автоматических устройствах с самоустановкой корректирующих масс их движение осуществляется центробежной силой при колебаниях шпинделя шлифовального круга на резонансном, а в некоторых случаях и резонансном режимах. Преимущество самоустановки корректирующих масс состоит в простоте конструкции уст-

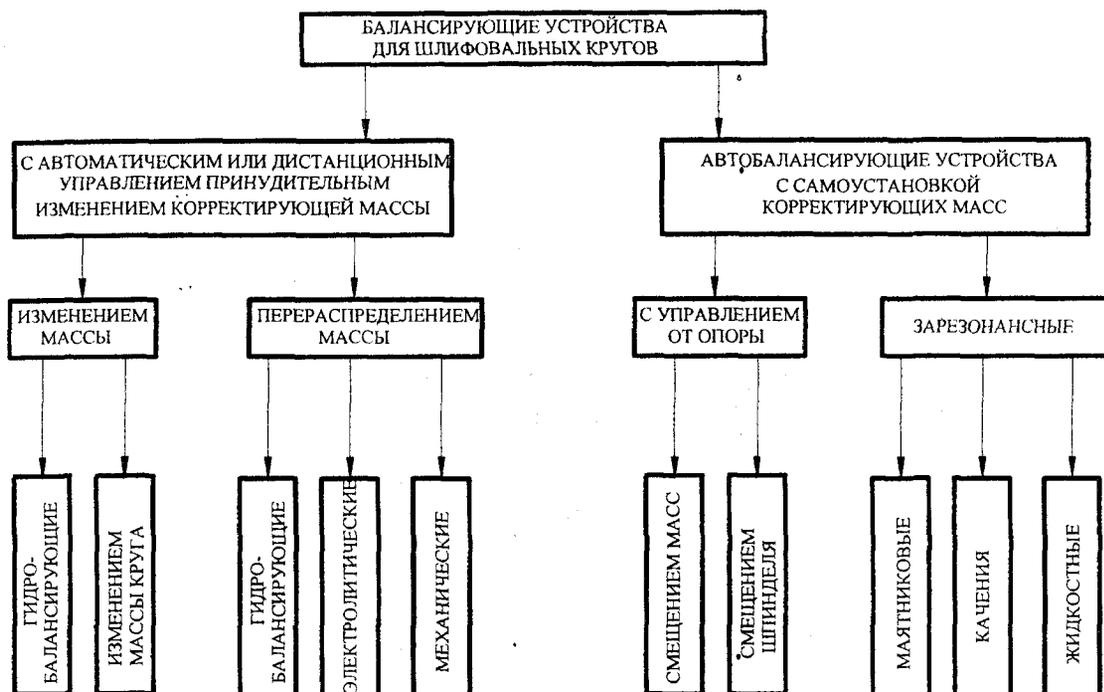


Рис. 1. – Классификация балансирующих устройств шлифовальных кругов

ройства, удобстве автоматизации, отсутствии виброизмерительного прибора.

Более эффективными являются автобалансирующие устройства с дискретными массами в виде тел качения (шариков, роликов, сегментов) или маятников, установленных на оси вращения. Точность таких устройств принципиально выше за счет того, что корректирующие массы сохраняют свое положение после смещения оси шпинделя и оси вращения в результате балансировки. Ограничение точности связано с трением, эксцентриситетом опорной поверхности корректирующих масс, погрешностью форм и шероховатостью дорожки качения и корректирующих масс. Другим, общим недостатком всех автобалансирующих устройств резонансного типа, является увеличение дисбаланса на дорезонансном режиме при разгоне и выбеге шпинделя. Для исключения этого явления автобалансирующие устройства снабжаются различными центробежными фиксаторами.

Недостатком автобалансирующих устройств является сложность конструкций опор переменной жесткости, а также невозможность проводить подбалансировку в ходе шлифования, отсутствие информации о вибросостоянии шпинделя при обработке и ограниченная точность балансировки 3-5 мкм после жесткой фиксации элементов шпинделя. Кроме того, эти устройства требуют исключительно тщательного изготовления и сборки. Поэтому область применения автобалансирующих устройств ограничивается ручным шлифовальным инструментом и внутришлифовальными головками, работающими в силу эксплуатационных осо-

бенностей в закритическом режиме и имеющих жесткие ограничения по массе и габаритам.

Повышение точности балансировки позволяют обеспечить управляемые балансирующие устройства с принудительным перемещением корректирующих масс. В этих устройствах величина управляющего воздействия не зависит напрямую от значения дисбаланса и может регулироваться по любому заданному закону. Траектория перемещения центра масс при балансировке может быть любой, но чаще всего является сочетанием прямых и дуг окружности в соответствии с траекториями перемещения или изменениями корректирующих масс. Точность балансировки не зависит от формы траектории корректирующих масс, а определяется главным образом минимальной дискретной изменением дисбаланса устройства, точностью и динамическими параметрами виброизмерительного прибора.

Общими недостатками всех механических балансирующих устройств является снижение надежности и точности балансировки с увеличением частоты вращения, высокая стоимость, сложность изготовления и материалоемкость, низкая долговечность, очень высокие требования к точности монтажа на шпинделе шлифовального круга (по радиальному и торцевому биению), относительно большие габариты и сложность встройки. Главной областью применения механических балансирующих устройств являются крупногабаритные шлифовальные станки с точностью балансировки до 0,5 мкм и частотой вращения до 2000 об/мин.

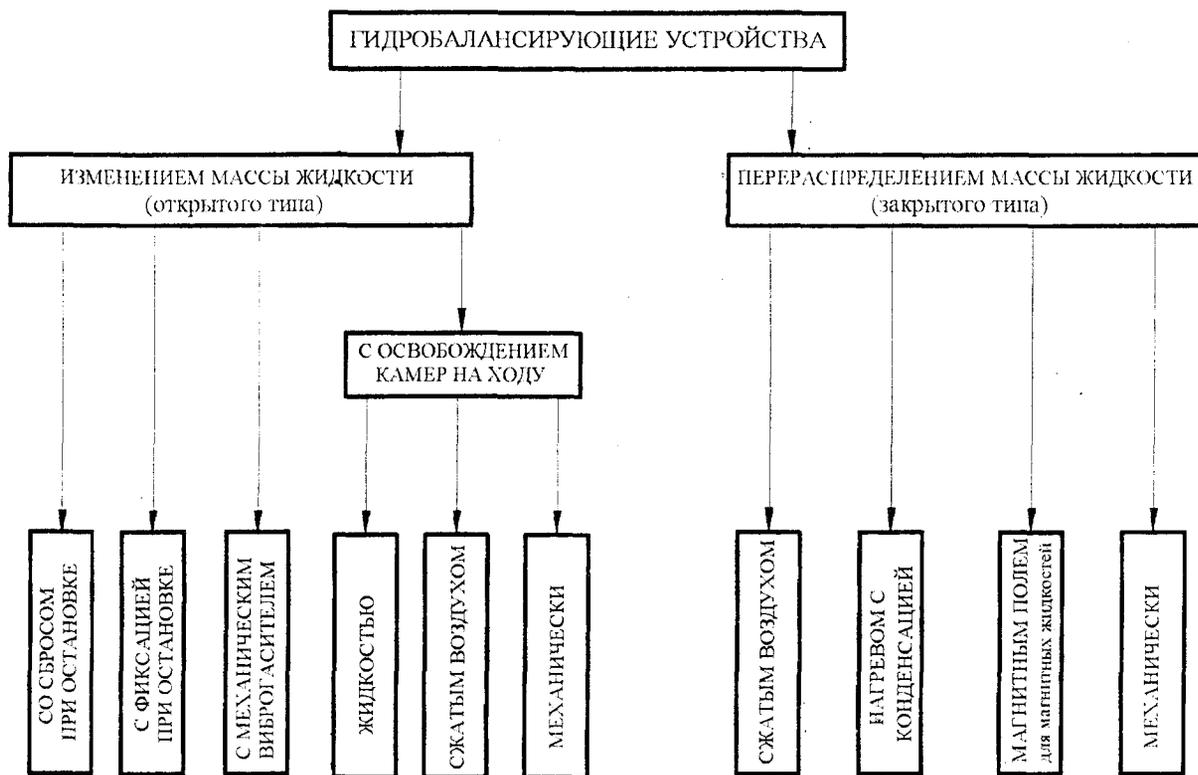


Рис. 2. – Классификация гидробалансирующих устройств шлифовальных кругов

Ограниченные возможности механических устройств с одной стороны и возросшие требования по точности балансировки, надежности и частоте вращения предопределили преимущественное развитие в последние годы гидробалансирующих устройств. Сейчас это наиболее перспективное направление и быстро развивающаяся область применения балансирующих устройств металлорежущих станков, причем развитие происходит в нескольких направлениях, как это видно из классификации на рис. 2.

Конструктивно гидробалансирующие устройства представляют собой кольцевую полость с равномерно размещенными по окружности несколькими камерами, предназначенными для заполнения балансирующей жидкостью. Количество камер колеблется от трех до восьми, но наиболее часто применяют четырехкамерные устройства, что упрощает управление.

В отличие от механических, гидробалансирующие устройства, благодаря отсутствию подвижных частей, многократно превосходят механические по всем основным показателям: точности, надежности, диапазону частот вращения, долговечности и т. д. Кроме того, гидробалансирующие устройства превосходят другие типы по простоте изготовления, металлоемкости, минимальной себестоимости и трудоемкости. За рубежом ряд фирм Hofmann, Dittel и др. специализируются на выпуске гидробалансирующих устройств. Например, фирма Hof-

mann ФРГ выпускает гидробалансирующие устройства с емкостью от 50 до 500000 г·мм, работающие в диапазоне от 300 до 60000 об/мин и обеспечивающие точность балансировки до 0,01 мкм.

Особо следует отметить отсутствие механических пар в узле перемещения корректирующих масс, простоту встройки в шлифовальное оборудование, отсутствие необходимости тщательной герметизации, возможность изменения емкости устройства путём изменения корректирующей массы (жидкости), что обеспечивает гораздо более высокую оперативность и надежность по сравнению с механическими балансирующими устройствами.

#### Литература:

1. Чуненков Н. П. Автоматизированное проектирование гидробалансирующих устройств и их внедрение для повышения качества круглого шлифования: Дис. канд. техн. наук. – М., 1992. – 202с.
2. Абразивная и алмазная обработка материалов // Справочник. – М.: Машиностроение, 1977. – 391 с.
3. Горбунов Б.П. Уравновешивающие устройства шлифовальных станков / Б.П. Горбунов, В.Г. Гусев – М.: Машиностроение, 1976. - 168 с.
4. Сутормин В.П. Исследование и разработка автобалансирующего устройства для повышения качества обработки на врезном бесцентровошлифовальном автомате: Кандидатская диссертация. – М.: МВТУ, 1980.

УДК 621.922

Д-р. техн. наук, проф. Степанов Ю.С., асп. Бородин В. В.  
(Орловский государственный технический университет)  
г. Орел, (0862) 419877, e-mail: tmsi@ostu.ru

## О ВЛИЯНИИ ПОДАТЛИВОСТИ ОПОР НА КРИТИЧЕСКИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ ШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА ПРИ ШЛИФОВАНИИ С ОСЦИЛЛИРУЮЩИМ КОНТАКТОМ

*The design procedure of critical frequencies of rotation of a spindle of a grinder is explained in view of an elastic compliance of legs. We shall consider an example of calculation for the machine tool of model 3E710B-1.*

Задача определения критических частот шпинделя шлифовального станка привлекает внимание исследователей [1, 2] в связи с необходимостью увеличения производительности технологического процесса и связанной с этим оптимизацией его параметров как по критериям качества обработки поверхности и получения требуемых эксплуатационных показателей детали, так и по критериям надежности оборудования.

Особое значение приобретают динамические исследования при разработке новых методов обработки, к которым относится и шлифование с осциллирующим локальным контактом [3, 4].

Ранее авторам разработана методика расчета основной (наименьшей) критической частоты вращения шпинделя шлифовального станка при обработке заготовок динамически отбалансированным шлифовальным кругом по методу осциллирующего контакта. При этом показано, что гироскопический момент круга и узла его крепления при деформации шпинделя не возникает и, следовательно, динамически отбалансированный этот узел при выборе динамической модели можно рассматривать как точечную массу.

Кроме того, с учетом реального соотношения аксиального и экваториального моментов инерции масс приводного шкива, последний также рассматривается как точечная масса.

Дискретизацию собственной массы шпинделя во избежание дополнительных погрешностей в условиях данной задачи считаем нецелесообразной, но инерцией вращения элементов шпинделя, принимая во внимание, что его длина значительно превышает размеры поперечного сечения, будем пренебрегать, оставаясь в пределах технической теории колебаний [5, 6].

Существенным моментом при выборе динамической модели является схематизация опорных устройств шпинделя. В статье [9] опоры шпинделя рассматривались как шарнирные и жесткие, что

обычно допускается в расчетах критических скоростей, но требует обоснования.

В связи этим в предлагаемой работе разработана методика расчета критических скоростей вращения шпинделя с учетом упругой податливости его опорных устройств. Соответствующая расчетная схема приведена на рис. 1.

Принятые обозначения:

$m_1, m_2$  – соответственно масса шлифовального блока и приводного шкива,

$m$  – интенсивность распределенной массы шпинделя,

$c_1, c_2$  – статические коэффициенты линейной жесткости опор.

В станке 3E710B-1 опоры 1 и 2 (рис. 1) шпинделя выполнены на подшипниках качения: в опоре 1 установлен, согласно техническим условиям, с натягом 0...0,005 мм роликовый подшипник 3182108 ГОСТ 7634-75, а в опоре 2 – два радиально-упорных шарикоподшипника 46108 ГОСТ 831-75, собранные по 0-схеме с предварительным натягом в пределах 0,005...0,01 мм.

Учитывая, что подшипник опоры 1 имеет короткие цилиндрические ролики, а подшипники опоры 2 собраны по 0-схеме, будем пренебрегать влиянием угловых жесткостей опорных устройств, что отражено на рис. 1.

Для определения радиальной жесткости  $J_{rn}$  подшипников воспользуемся методикой; изложенной в работе [7]. Сохраняя принятые в нем обозначения, имеем:

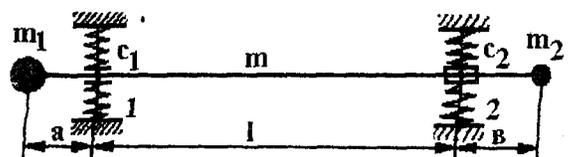


Рис. 1. – Схема к расчету критических частот вращения шпинделя

$$J_m = \frac{F_r}{\delta_r}, \quad (1)$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка на опору, Н;

$\delta_r$  – радиальная податливость подшипника под нагрузкой, мкм определяемая как сумма двух слагаемых:

$$\delta_r = \delta_r^I + \delta_r^{II}, \quad (2)$$

где  $\delta_r^I$  – радиальная податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения, мкм;

$\delta_r^{II}$  – радиальная податливость в контакте колец подшипника с посадочными поверхностями вала и корпуса, мкм.

Причем:

$$\left. \begin{aligned} Y(z) &= Y_0 S(kz) + Y_0^I k^{-1} T(kz) + Q_0 (k^3 EJ)^{-1} V(kz) \Big|_I + R_1 (k^3 EJ)^{-1} V[k(z-a)] \Big|_{II} + R_2 (k^3 EJ)^{-1} V[k(z-a_2)] \Big|_{III} \\ Y^I(z) &= Y_0^I S(kz) + Y_0 k V(kz) + Q_0 (k^2 EJ)^{-1} U(kz) \Big|_I + R_1 (k^2 EJ)^{-1} U[k(z-a)] \Big|_{II} + R_2 (k^2 EJ)^{-1} U[k(z-a_2)] \Big|_{III} \\ Y^{II}(z) &= Y_0 k^2 U(kz) + Y_0^I k V(kz) + Q_0 (kEJ)^{-1} T(kz) \Big|_I + R_1 (kEJ)^{-1} T[k(z-a)] \Big|_{II} + R_2 (kEJ)^{-1} T[k(z-a_2)] \Big|_{III} \\ Y^{III}(z) &= Y_0 k^3 T(kz) + Y_0^I k^2 U(kz) + Q_0 (EJ)^{-1} S(kz) \Big|_I + R_1 (EJ)^{-1} S[k(z-a)] \Big|_{II} + R_2 (EJ)^{-1} S[k(z-a_2)] \Big|_{III} \end{aligned} \right\} (6)$$

$$\delta_r^I = \beta \delta_{ro}, \quad (3)$$

где  $\delta_{ro}$  – радиальная податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения при нулевом зазоре, мкм;

$\beta$  – коэффициент, учитывающий натяг в подшипнике;

$$\delta_r^{II} = \frac{4F_r k \left(1 + \frac{d}{D}\right)}{\pi DB}, \quad (4)$$

где  $d, D, B$  – внутренний и наружный диаметры и ширина подшипника;

$k$  – коэффициент, учитывающий посадку подшипника.

Радиальная податливость  $\delta_r^I$  пары радиально-упорных шарикоподшипников, установленных с предварительным натягом определяется по формуле:

$$\delta_r^I = 0,03 D_{ш} k_r, \quad (5)$$

где  $D_{ш}$  – диаметр шарика, мм;

$k_r$  – коэффициент радиальной податливости.

Воспользовавшись графиками и номограммами, имеющимися в [7], приняв  $F_r \approx 500$  Н и усилие осевого предварительного натяга  $A_0 = 100$  Н с учетом конструктивных параметров подшипников и предварительного натяга  $\approx 0,005$  мм находим:

$$c_1 \approx 5,8 \cdot 100 \text{ Н/м,}$$

$$c_2 \approx 2,1 \cdot 100 \text{ Н/м.}$$

Сделанная оценка жесткости опор шпинделя показывает, что жесткость опоры 1, расположенной возле шлифовального блока, втрое превышает жесткость опоры 2, расположенной со стороны приводного шкива.

Для вывода уравнения частот запишем основные уравнения метода начальных параметров при-

менительно к принятой расчетной схеме по рис. 1 в следующем виде [8]:

где  $S, T, U, V$  – функции А. Н. Крылова;

$k$  – параметр, зависящий от собственной частоты  $\rho$ ;

$a_2 = l + a$  – размеры по рис. 1.

$$k = \sqrt[4]{\frac{m\rho^2}{EJ}}. \quad (7)$$

Учитывая, что

$$Q = m_1 p_2 Y_0, \quad (8)$$

и введя обозначения

$$\alpha_1 = \frac{m_1}{ml}, \quad (9)$$

для прогибов на опорах имеем следующие выражения:

$$Y(a) = Y_0 B_1(ka) + Y_0^I k^{-1} T(ka), \quad (10)$$

$$Y(a_2) = Y_0 B_1(ka_2) + Y_0^l k^{-1} T(ka_2) + R_1 (k^3 EJ)^{-1} V(kl), \quad (11)$$

где

$$B_1(kz) = S(kz) + \alpha_1 k_l V(kz). \quad (12)$$

При этом при малых деформациях можно принять, что реакции опор  $R_1$  и  $R_2$  линейно выражаются через прогибы:

$$R_1 = c_1 Y(a), \quad (13)$$

$$R_2 = c_2 Y(a). \quad (14)$$

Граничные условия правого конца шпинделя:

$$Y''(L) = 0, \quad (15)$$

$$Y'''(L) = -m_2 p^2 (EJ)^{-1} Y(L), \quad (16)$$

где  $L = a + l + \sigma$ ,

Приняв

$$\alpha_2 = \frac{m_2}{ml}, \quad (17)$$

запишем в развернутом виде:

$$Y_0 A_1(kL) + Y_0^l k^{-1} V(kL) + R_1 l^3 (EJ)^{-1} T(k\sigma_2)(kl)^{-3} + R_2 l^3 (EJ)^{-1} T(k\sigma)(kl)^{-3} = 0 \quad (18)$$

$$Y_0 \Phi(kL) + Y_0^l k^{-1} A_2(kL) + R_1 l^3 (EJ)^{-1} B_2(k\sigma_2)(kl)^{-3} + R_2 l^3 (EJ)^{-1} B_2(k\sigma)(kl)^{-3} = 0 \quad (19)$$

где

$$A_1(kz) = U(kz) + \alpha_1 kl T(kz), \quad (20)$$

$$A_2(kz) = U_2(kz) + \alpha_2 kl T(kz), \quad (21)$$

$$B_2(kz) = S(kz) + \alpha_2 kl V(kz), \quad (22)$$

$$\Phi(kz) = T(kz) + \alpha_1 kl S(kz) + \alpha_2 kl B_1(kz) = T(kz) + \alpha_2 kl S(kz) + \alpha_1 kl B_2(kz) \quad (23)$$

Примеч:

$$\sigma_2 = \sigma + l. \quad (24)$$

Исключив в (10) и (11) прогибы с помощью (13) и (14), получим дополнительно к уравнениям (18) и (19) еще два уравнения. Приравняв нулю определитель этой системы четырех уравнений, получаем уравнение частот:

$$D = \begin{vmatrix} B_1(ka) & T(ka) & \tau_1^{-1} & 0 \\ B_2(ka_2) & T(ka_2) & V(kl)(kl)^{-3} & \tau_2^{-1} \\ A_1(kL) & V(kL) & T(k\sigma_2)(kl)^{-3} & T(k\sigma)(kl)^{-3} \\ \Phi(kL) & A_2(kL) & B_2(k\sigma_2)(kl)^{-3} & B_2(k\sigma)(kl)^{-3} \end{vmatrix}, \quad (25)$$

где  $\tau_1, \tau_2$  - безразмерные коэффициенты жесткости опор.

$$\tau_1 = cl^3 (EJ)^{-1}, \quad \tau_2 = c_2 l^3 (EJ)^{-1}. \quad (26)$$

Уравнение частот в форме (25) удобно тем, что из него, как частный случай, сразу же получается уравнение частот для шпинделя на жестких опорах:

$$D = \begin{vmatrix} B_1(ka) & T(ka) & 0 & 0 \\ B_2(ka_2) & T(ka_2) & V(kl)(kl)^{-3} & 0 \\ A_1(kL) & V(kL) & T(k\sigma_2)(kl)^{-3} & T(k\sigma)(kl)^{-3} \\ \Phi(kL) & A_2(kL) & B_2(k\sigma_2)(kl)^{-3} & B_2(k\sigma)(kl)^{-3} \end{vmatrix} = 0. \quad (27)$$

Рассмотрим пример определения критических частот вращения шпинделя станка 3Е710В-1.

Исходные данные в принятых обозначениях:

$$ml = 3,41 \text{ кг}, \quad \alpha_1 = 0,6, \quad \alpha_2 = 0,25, \\ a/l = 0,2, \quad \sigma/l = 0,2, \\ l = 27,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}, \quad EJ = 40200 \text{ Н·м}, \\ \tau_1 \approx 300, \quad \tau_2 \approx 100.$$

Результаты графического способа решения уравнений (27) и (25) показаны на рис. 2.

Для случая жестких опор найдены три корня:

$$(kl)_1 = 2,65 \quad (n_1 = 50489 \text{ мин}^{-1}), \\ (kl)_2 = 4,15 \quad (n_2 = 123824 \text{ мин}^{-1}), \\ (kl)_3 = 5,02 \quad (n_3 = 181182 \text{ мин}^{-1}).$$

С учетом податливости опор в этом же интервале частот имеется только два корня:

$$(\kappa l)_1 = 2,60 \quad (n_1 = 48600 \text{ мин}^{-1}), \\ (\kappa l)_2 = 5,1 \quad (n_2 = 187000 \text{ об/мин}).$$

Соответствующие формы колебаний показаны на рис. 3, 4.

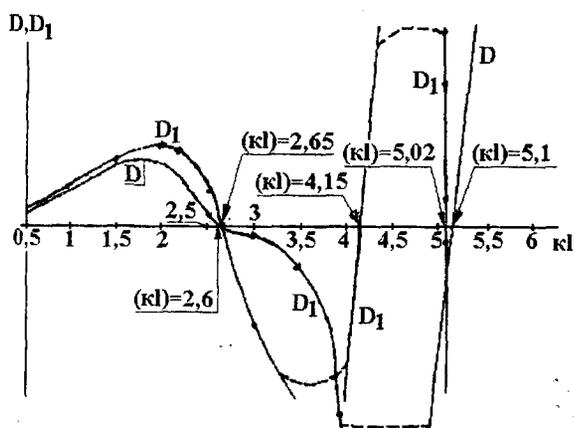


Рис. 2. – Графический способ решения уравнений частот

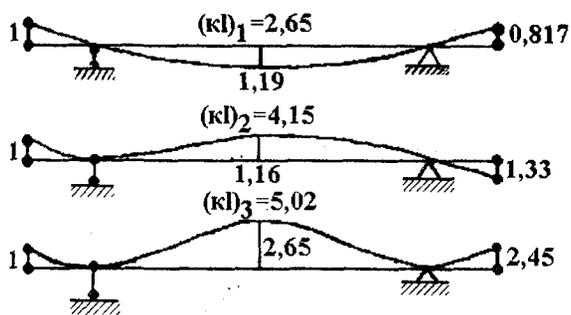


Рис. 3. – Формы колебаний для шпинделя на жестких опорах

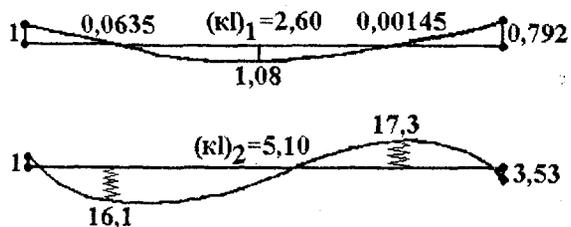


Рис. 4. – Формы колебаний для шпинделя на упруго-податливых опорах

Очевидно, что практический интерес представляет лишь наименьшая критическая частота вращения шпинделя, поскольку рабочая частота вращения шпинделя обычно не превышает  $3000 \text{ мин}^{-1}$ , т. е. шпиндель может рассматриваться как жесткий вал.

Сделанные вычисления показывают, что основная (наименьшая) критическая частота вращения

шпинделя, найденная с учетом податливости опор практически та же, что в случае абсолютно жестких опор. Следовательно, при определении основной критической частоты расчетная схема шпинделя на жестких опорах может считаться обоснованной. Влияние же податливости опор проявляется, главным образом, в области высших частот и заметно сказывается на формах колебаний.

**Литература:**

1. Зубарев Ю.М. Построение модели шпиндельного узла плоскошлифовального станка для расчета собственных частот колебаний вала / Ю.М. Зубарев, М.А. Сикалова // Прогрессивные информационные и технологические процессы в Машино - и приборостроении: материалы межреспублик. семинара. – Орел: ОФ ЦЧО РИА, 1993. – С. 58-62.
2. Агаркова Н.Н. Динамическая модель шпиндельного устройства плоскошлифовального станка / Н.Н. Агаркова, Ю.М. Зубарев, М.А. Сикалова // Современные достижения в механообрабатывающем и сборочном производстве: матер. науч.-техн. конф. 20-21 мая. – С-Петербург, 1993. – С. 25-26.
3. Ермаков Ю.М. Современные способы эффективной абразивной обработки. / Ю.М. Ермаков, Ю.С. Степанов – М.: ВНИИТЭМР, 1992. – 64 с.
4. Степанов Ю.С. Технология абразивной, лезвийной и отделочно-упрочняющей обработки с бегущим контактом / Ю.С. Степанов, В.В. Алексеев, Б.И. Афанасьев // Современные достижения в механообрабатывающем и сборочном производстве: материалы науч. -техн. конф. 20-21 мая. – С-Петербург, 1993. – С. 8-9.
5. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1972. – 416 с.
6. Бабаков И. М. Теория колебаний. М.: Наука, 1965. – 559 с.
7. Перель Л.П. Подшипники качения. / Л.П. Перель, А.А. Филатов //Справочник. – М.: Машиностроение, 1992. – 606 с.
8. Кобяков Е. Т. Применение метода начальных параметров к исследованию колебаний балки при кинематическом возмущении // Научно-технический отчет по теме ОФГ-10. Номер госрегистрации 78083523. инв. № Б925234. Орел: ОФ ВЗМИ. 1981.
9. Степанов Ю.С. Кинематический анализ процесса шлифования наклонным к плоскости вращения кругом / Ю.С. Степанов, Е.Т. Кобяков, Б.И. Афанасьев // Современные методы повышения качества и надежности продукции на предприятиях машиностроения: матер. межрег. научно-техн. семинара. – Орел: Орл. ОП НТО Машипром, 1990. –С. 26-32.

## ТЕХНОЛОГИЯ ЛЕЗВИЙНОЙ ОБРАБОТКИ

УДК 621.9

Асп. С. И. Брусов, д-р техн. наук А. С. Тарапанов, канд. техн. наук Г. А. Харламов  
(Орловский Государственный Технический Университет)  
Россия, г. Орел, (0862) 419877, e-mail: tmsi@ostu.ru

## ЭКСПЕРТНЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ПРОЦЕССОВ ЛЕЗВИЙНОЙ ОБРАБОТКИ ВИНТОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

*In work the mathematical model of process of processing of the screw surfaces, allowing choosing an optimum method of processing and a mode of cutting for the concrete screw surface, required parameters of quality providing reception and is offered to productivity of process.*

Большинство деталей, рабочие поверхности которых описаны винтовыми образующими, работают или в зацеплении с другими деталями (ходовые винты, червяки, роторы насосов с циклоидальным зацеплением), либо сами участвуют в их формообразовании (некоторые металлорежущие инструменты), что обуславливает высокие требования к шероховатости и кинематической точности обработанной поверхности, к погрешностям профиля и производительности процесса.

Решение проблемы повышения качества и производительности обработки винтовых поверхностей возможно при комплексном анализе параметров винтовой поверхности физико-механических свойств инструментального материала и материала заготовки, кинематических, динамических и качественных параметров процесса резания, а также геометрических параметров инструмента и заготовки.

Определение параметров процесса лезвийной обработки винтовой поверхности требует проведения большого объема вычислений, для отхода от

которых можно использовать какие-либо методы прогнозирования, например, нейросетевые системы, основанные на генетических алгоритмах.

Вследствие того, что при проектировании процесса лезвийной обработки винтовой поверхности обычно находится в рассмотрении множество альтернативных методов обработки, характеризующихся набором конечных параметров, целесообразно сформировать некую базу знаний в данной предметной области – экспертную систему. Цель создания экспертной системы – выработка рекомендаций по выбору методов и параметров обработки, дающих возможность сформировать винтовую поверхность конкретного профиля и конфигурации, а также определить метод, обеспечивающий наиболее близкий к требуемому комплекс параметров качества обработанной винтовой поверхности. Результаты расчетов, производимых при комплексном анализе процесса, и прогнозы параметров, производимые нейросетевыми системами, формируют базу знаний экспертной системы.

Большое разнообразие профилей (рис. 1) и па-

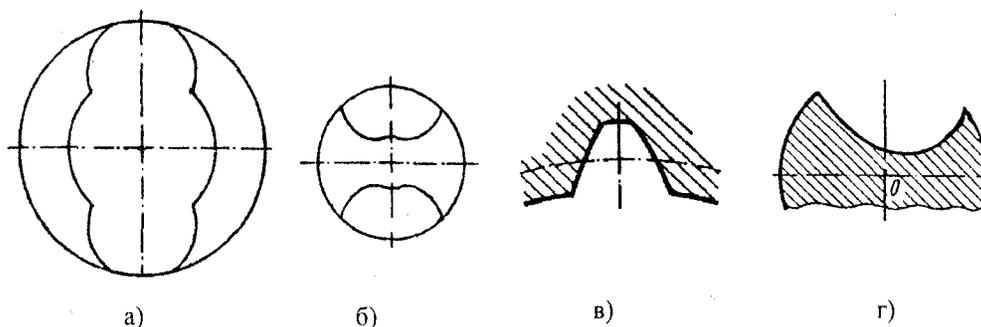


Рис. 1. – Профили винтовых канавок в торцовом сечении:

а – ведущий ротор трехвинтового насоса; б – ведомый ротор трехвинтового насоса;  
в – эвольвентный червяк; г – спиральное сверло

раметров винтовых канавок деталей и изделий, значительное число используемых схем резания, а также отсутствие методик анализа процесса с выходом на параметры качества обработки и производительность осложняют выбор оптимального метода обработки конкретной винтовой поверхности и требуют проведения большого объема вычислений с целью определения оптимальных режимов обработки.

Предлагаемая методика реализована на примере анализа процесса обработки винтовой канавки ротора ведущего трехвинтового насоса ЗВ16-2,5. Исходные данные для анализа включает:

1) требования к параметрам качества обработанной поверхности (шероховатость, ошибка шага, погрешность профиля, величина и глубина залегания остаточных напряжений и др.), износостойкость инструмента, производительность процесса;

2) ограничения на возможность применения того или иного метода к обработке конкретной винтовой поверхности, такие как: конфигурация профиля канавки (симметричный или несимметричный, открытый или закрытый), шаг винтовой канавки, размеры заготовки и др. – в результате выбирается несколько методов, обработка которыми данной винтовой канавки принципиально возможна.

3) физико-механические свойства обрабатываемого и инструментального материалов, способ закрепления заготовки и жесткость технологической системы, размеры обрабатываемой заготовки и параметры винтовой поверхности, а также геометрические параметры и координаты профиля режущих инструментов, используемых в рассматриваемых методах.

Для кинематического анализа процесса лезвийной механической обработки необходимо получить математические зависимости, позволяющие определить пространственную траекторию движения режущих кромок винторезных инструментов во времени. Для случая обработки винтовой поверхности дисковой фрезой математическое отображение схемы резания будет иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} x &= (\varphi(L) + \Delta\varphi(L)) \cos \omega + (r_i + \Delta r) \sin \varphi(V) \sin \omega + p \varphi(S); \\ y &= [A_\omega - (r_i + \Delta r) \cos \varphi(V)] \cos \varphi(S) - \\ &- [(\varphi(L) + \Delta\varphi(L)) \sin \omega - (r_i + \Delta r) \sin \varphi(V) \cos \omega] \sin \varphi(S); \\ z &= [A_\omega - (r_i + \Delta r) \cos \varphi(V)] \sin \varphi(S) + \\ &+ [(\varphi(L) + \Delta\varphi(L)) \sin \omega - (r_i + \Delta r) \sin \varphi(V) \cos \omega] \cos \varphi(S), \end{aligned}$$

где  $x, y, z$  – координаты точки режущего лезвия инструмента;

$\varphi(L)$  – расстояние от  $i$ -ой секущей плоскости,

перпендикулярной оси фрезы, до центра фрезы;

$\varphi(V)$  – угол поворота фрезы;

$\varphi(S)$  – угол поворота винта;

$\Delta\varphi(L), \Delta r$  – приращение координат на профиле инструмента;

$\omega$  – угол подъема винтовой линии;

$r_i$  – радиус фрезы в  $i$ -ой секущей плоскости, перпендикулярной оси фрезы;

$A_\omega$  – значение между осью фрезы и осью винта;

$p$  – винтовой параметр.

На основе математического отображения схемы резания для обработки винтовой поверхности с использованием подходов дифференциальной геометрии и векторного анализа можно определить кинематические изменения переднего и заднего углов, угла наклона режущей кромки, а также толщину срезаемых слоев на всех участках режущих кромок в любой момент работы зуба инструмента при различных режимах обработки.

Составляющие вектора  $\vec{a}$ , в направлении которого измеряется толщина срезаемого слоя, определяются по зависимостям:

$$\begin{aligned} a_x &= \left( \frac{\partial y}{\partial \varphi(V)} \frac{d\varphi(V)}{d\tau} + \frac{\partial y}{\partial \varphi(S)} \frac{d\varphi(S)}{d\tau} \right) \times \left[ -\frac{dr}{d\varphi(L)} (\cos \varphi(V) \sin \varphi(S) + \right. \\ &+ \sin \varphi(V) \cos \omega \cos \varphi(S)) + \sin \omega \cos \varphi(S) \left. \right] - \left( \frac{\partial z}{\partial \varphi(V)} \frac{d\varphi(V)}{d\tau} + \frac{\partial z}{\partial \varphi(S)} \frac{d\varphi(S)}{d\tau} \right) \times \\ &\times \left[ \frac{dr}{d\varphi(L)} (\sin \varphi(V) \cos \omega \sin \varphi(S) - \cos \varphi(V) \cos \varphi(S)) - \sin \omega \sin \varphi(S) \right]; \end{aligned}$$

Анализ влияния конструктивных и режимных параметров на величину кинематического изменения заднего угла  $\Delta\alpha$  показывает его небольшое увеличение при росте подачи на зуб как на боковых, так и вершинном режущих кромках, причем на боковой кромке, вступающей в работу первой, значения  $\Delta\alpha$  примерно вдвое больше, чем на выходной кромке. Наибольших значений кинематическое изменение заднего угла достигает на вершинной режущей кромке в точке её сопряжения с входной кромкой ( $\Delta\alpha = 0,25^\circ$ ). Таким образом, можно сделать вывод о том, что при обработке винтовой поверхности дисковым инструментом кинематическое изменение заднего угла достаточно невелико по сравнению со статическим задним углом ( $\alpha = 5^\circ + 10^\circ$  на вершинной и  $\alpha = 3^\circ + 5^\circ$  на боковых режущих кромках).

Вне зависимости от размера дискового инструмента вначале в резание вступают входная режущая кромка и участок вершинного лезвия, прилегающий к входной. По мере врезания в работу вступают остальная часть вершинного лезвия и

$$\begin{aligned}
 a_Y &= \left( \frac{\partial z}{\partial \varphi(V)} \frac{d\varphi(V)}{d\tau} + \frac{\partial z}{\partial \varphi(S)} \frac{d\varphi(S)}{d\tau} \right) \left( \frac{dr}{d\varphi(L)} \sin \varphi(V) \sin \omega + \cos \omega \right) - \\
 &\quad - \left( \frac{\partial x}{\partial \varphi(V)} \frac{d\varphi(V)}{d\tau} + \frac{\partial x}{\partial \varphi(S)} \frac{d\varphi(S)}{d\tau} \right) \times \\
 &\quad \times \left( - \frac{dr}{d\varphi(L)} (\cos \varphi(V) \sin \varphi(S) + \sin \varphi(V) \cos \omega \cos \varphi(S)) + \sin \omega \cos \varphi(S) \right); \\
 a_Z &= \left( \frac{\partial x}{\partial \varphi(V)} \frac{d\varphi(V)}{d\tau} + \frac{\partial x}{\partial \varphi(S)} \frac{d\varphi(S)}{d\tau} \right) \left( \frac{dr}{d\varphi(L)} (\sin \varphi(V) \cos \omega \sin \varphi(S) - \right. \\
 &\quad \left. - \cos \varphi(V) \cos \varphi(S)) - \sin \omega \sin \varphi(S) \right) - \left( \frac{\partial y}{\partial \varphi(V)} \frac{d\varphi(V)}{d\tau} + \frac{\partial y}{\partial \varphi(S)} \frac{d\varphi(S)}{d\tau} \right) \times \\
 &\quad \times \left( \frac{dr}{d\varphi(L)} \sin \varphi(V) \sin \omega + \cos \omega \right).
 \end{aligned}$$

прилегающий к нему участок выходной кромки. На выходе зуба фрезы срезаются сравнительно небольшие слои, а в резании участвуют около вершины зуба со стороны входной режущей кромки.

В табл. 1 – 5 приведен пример расчета геометрических параметров срезаемого слоя и кинематических параметров инструмента для входного режущего лезвия.

Составляющие силы резания при обработке винтовой поверхности, действующие на участок режущего лезвия в конкретный момент времени, определяются через удельные силы резания как функцию толщины срезаемого слоя и рабочих углов при этом толщина срезаемого слоя и кинематические изменения рабочих углов считаются постоянными по длине рассматриваемого участка [4].

Мгновенное значение составляющих силы резания по всем режущим кромкам зубьев, находящихся на данный момент в работе, рассчитывается как алгебраическая сумма соответствующих составляющих на каждом участке (рис. 2):

$$\begin{aligned}
 P_Z &= \sum \Delta P_Z \Delta b K_{cl}, \\
 P_Y &= \sum \Delta P_Y \cos \sigma \cos \omega \Delta b K_{cl}, \\
 P_X &= \sum \Delta P_Y \sin \sigma \sin \omega \Delta b K_{cl},
 \end{aligned}$$

где  $\Delta P_Z, \Delta P_Y$  – удельная сила резания, приходящаяся на 1 мм длины режущей кромки;

$\Delta b$  – элемент длины режущей кромки, в пределах которого значения  $a, \alpha, \gamma$  считаются неизменными;

$K_{cl}$  – коэффициент сложности формирования стружки, учитывающий условия стружкообразования при несвободном резании;

$\sigma$  – угол между межосевым перпендикуляром и нормалью к режущей кромке в пределах рассматриваемого элемента.

На рис. 3 и 4 приведены графики зависимости составляющих силы резания при обработке винтовой поверхности ведущего ротора трехвинтового

насоса 3В16-2,5 дисковой фрезой от значения угла контакта и размера фрезы (материал заготовки – сталь 18ХГТ, угол подъема винтовой поверхности  $\omega = 0,7536$  рад, наружный диаметр  $d_n = 55$  мм, внутренний диаметр  $d_g = 33$  мм; частота вращения инструмента  $n = 100$  об/мин, число зубьев инструмента  $z = 12$ ).

При анализе графиков на рис. 4 можно отметить уменьшение угла контакта дискового инструмента и заготовки и увеличение амплитуды колебаний составляющих силы резания при увеличении диаметра инструмента.

Максимальные значения составляющих силы резания при обработке винтовой поверхности приведены в табл. 6.

Погрешности обработки обусловлены упругими отжатыми инструмента и детали, а также их динамическими прогибами.

Суммарную погрешность обработки можно определить как сумму следующих составляющих:

$$\Delta_{\Sigma} = \delta h_o + \delta h_g + f_o + f_g;$$

где  $\delta h_o$  – упругое отжатие оправки;

$\delta h_g$  – отжатие винта;

$f_o$  – динамический прогиб оправки;

$f_g$  – динамический прогиб винта.

Для случая фрезерования заготовок данного вида значительная доля в суммарной погрешности обработки обусловлена динамическими перемещениями сечения заготовки в точке приложения силы резания. Воздействие силы резания при обработке винтовой поверхности вызывает изгибные динамические деформации заготовки, изгибные деформации фрезерной оправки, а также упругие отжатия заготовки и оправки вследствие конечной жесткости опор.

Отжатия опор резбифрезерного станка определяются их жесткостью и величиной действующей силы резания (рис. 5):

$$h_g = \frac{P_{изг}}{l^2} \left( \frac{l_2^2 j_{з.б.} + l_1^2 j_{н.б.}}{j_{з.б.} j_{н.б.}} \right),$$

где  $l$  – длина заготовки винта;

$l_1, l_2$  – расстояние от точки приложения силы резания до опор;

$j_{н.б.}$  – жесткость передней бабки станка;

$j_{з.б.}$  – жесткость задней бабки станка.

Динамические прогибы заготовки определяются множеством параметров. Если возмущение

1. Фрезерование винтовой поверхности дисковой фрезой

№ элемента	параметр режущей кромки	радиус фрезы	кинематическое изменение заднего угла	угол наклона режущей кромки	толщина срезаемого слоя	кинематическое изменение переднего угла
	$\phi(L)$	$r$	$\Delta\alpha$	$\lambda$	$a$	$\Delta\gamma$
1	12,577	125,536	0,001368	0,045193	-0,37282	-2,27641 · 10 <sup>-6</sup>
2	11,9094	126,6563	0,001277	0,045265	-0,28047	-1,69032 · 10 <sup>-6</sup>
3	11,3335	127,7228	0,001234	0,045285	-0,22767	-1,3615 · 10 <sup>-6</sup>
4	10,8319	128,7548	0,001186	0,045306	-0,167	-9,89869 · 10 <sup>-7</sup>
5	10,4	129,7497	0,001139	0,045326	-0,10571	-6,21046 · 10 <sup>-7</sup>
6	10,1039	130,5074	0,001097	0,045342	-0,04753	-2,7689 · 10 <sup>-7</sup>
7	9,8492	131,2664	0,001058	0,045357	0,008619	4,98095 · 10 <sup>-8</sup>
8	9,6221	132,3138	0,001022	0,04537	0,062605	3,59038 · 10 <sup>-7</sup>

2. Обработка охватывающей головкой

№ элемента	параметр режущей кромки	радиус фрезы	кинематическое изменение заднего угла	угол наклона режущей кромки	толщина срезаемого слоя	кинематическое изменение переднего угла
	$\phi(L)$	$r$	$\Delta\alpha$	$\lambda$	$a$	$\Delta\gamma$
1	9,8683	168,4713	0,0002625	-0,0245807	0,159107	2,14205 · 10 <sup>-7</sup>
2	9,8132	168,0538	0,0002589	-0,0231824	0,113448	1,54247 · 10 <sup>-7</sup>
3	9,7139	167,249	0,0002549	-0,0216242	0,06302	8,66257 · 10 <sup>-8</sup>
4	9,6634	166,819	0,0002509	-0,0200154	0,011453	1,5921 · 10 <sup>-8</sup>
5	9,5997	165,4046	0,000249	-0,0192641	-0,01246	-1,74085 · 10 <sup>-8</sup>
6	8,7282	165,3346	0,0002472	-0,018529	-0,03575	-5,02121 · 10 <sup>-8</sup>
7	5,8044	165,1482	0,0002438	-0,0171041	-0,08061	-1,14338 · 10 <sup>-7</sup>
8	2,8977	165,037	0,0002422	-0,0164141	-0,1022	-1,45647 · 10 <sup>-7</sup>

3. Стругание винтовой поверхности

№ элемента	параметр режущей кромки	радиус фрезы	кинематическое изменение заднего угла	угол наклона режущей кромки	толщина срезаемого слоя	кинематическое изменение переднего угла
	$\phi(L)$	$r$	$\Delta\alpha$	$\lambda$	$a$	$\Delta\gamma$
1	-10,9055	21,6345	0,062263	0,015697	-1,27441	-0,0010147
2	-10,5387	20,5128	0,060301	0,014677	-0,61784	-0,0004919
3	-10,2559	19,5439	0,058648	0,01389	-0,04682	-3,727 · 10 <sup>-5</sup>
4	-10,1422	19,1202	0,057938	0,013574	0,204035	0,0001624
5	-10,0445	18,7391	0,057306	0,013302	0,430259	0,0003426
6	-9,8911	18,1087	0,056275	0,012875	0,805711	0,0006415
7	-9,7127	17,2131	0,054846	0,012384	1,341772	0,0010683
8	-9,649	16,6802	0,05402	0,012216	1,662223	0,0013234

представляет собой периодически повторяющиеся силовые воздействия, то такими характеристиками являются вид, продолжительность и частота воздействия, средний момент инерции и жесткость заготовки, соотношение частоты воздействия и частоты собственных колебаний заготовки [5].

Закон изменения силы резания за время работы одного зуба режущего инструмента определяется законом изменения площади срезаемого слоя, режимами резания, геометрией режущей части инструмента, а также свойствами обрабатываемого материала.

Таким образом, если закон изменения силы резания описать зависимостью, характерной для обработки винтовой поверхности дисковой фрезой, охватывающей головкой и строгальным резцом:

Таким образом, если закон изменения силы резания описать зависимостью, характерной для обработки винтовой поверхности дисковой фрезой, охватывающей головкой и строгальным резцом:

$$P(\tau) = \begin{cases} 0 & \text{при } (k-1)T + \tau_0 \leq 0 < kT, \\ A\tau^{-b\tau} & \text{при } kT \leq \tau < kT + \tau_0, \end{cases}$$

## 4. Параметры технологической системы, способ закрепления заготовки

перемещения заготовки в точке приложения силы 1. Жесткость технологической системы (Н/мм)	$J$	25000
2. Мощность привода главного движения (кВт)	$N$	8,5
3. Способ закрепления заготовки	в патроне и заднем центре	

## 5. Размеры и параметры винтовой поверхности

1. Длина винтовой поверхности (мм)	$l$	250
2. Шаг винтовой поверхности (мм)	$P$	110
3. Наружный диаметр (мм)	$d_n$	55
4. Внутренний диаметр (мм)	$d_v$	33
5. Угол подъема винтовой линии (рад)	$\omega$	0,7536

## 6. Размеры инструмента и геометрия его режущей части

## 6.1. Дисковая фреза

1. Передний угол (рад)	$\gamma$	0,1744
2. Задний угол (рад)	$\alpha$	0,1744
3. Главный угол в плане (рад)	$\varphi$	1,658062789
4. Вспомогательный угол в плане (рад)	$\varphi_1$	0,261799388
5. Число зубьев инструмента	$z$	12
6. Радиус скругления режущей кромки (мм)	$\rho_1$	0,005
7. Наружный диаметр инструмента (мм)	$d$	264

## 6.2. Охватывающая головка

1. Передний угол (рад)	$\gamma$	0,1744
2. Задний угол (рад)	$\alpha$	0,1744
3. Главный угол в плане (рад)	$\varphi$	1,658062789
4. Вспомогательный угол в плане (рад)	$\varphi_1$	0,261799388
5. Число зубьев инструмента	$z$	6
6. Радиус скругления режущей кромки (мм)	$\rho_1$	0,005
7. Минимальный диаметр инструмента (мм)	$d$	264

## 6.3. Строгальный резец

1. Передний угол (рад)	$\gamma$	0,1744
2. Задний угол (рад)	$\alpha$	0,1744
3. Главный угол в плане (рад)	$\varphi$	1,658062789
4. Вспомогательный угол в плане (рад)	$\varphi_1$	0,261799388
5. Радиус скругления режущей кромки (мм)	$\rho_1$	0,005

## 6.4. Концевая фреза

1. Передний угол (рад)	$\gamma$	0,1744
2. Задний угол (рад)	$\alpha$	0,1744
3. Главный угол в плане (рад)	$\varphi$	1,658062789
4. Вспомогательный угол в плане (рад)	$\varphi_1$	0,261799388
5. Число зубьев инструмента	$z$	4
6. Радиус скругления режущей кромки (мм)	$\rho_1$	0,005
7. Максимальный диаметр инструмента (мм)	$d$	66

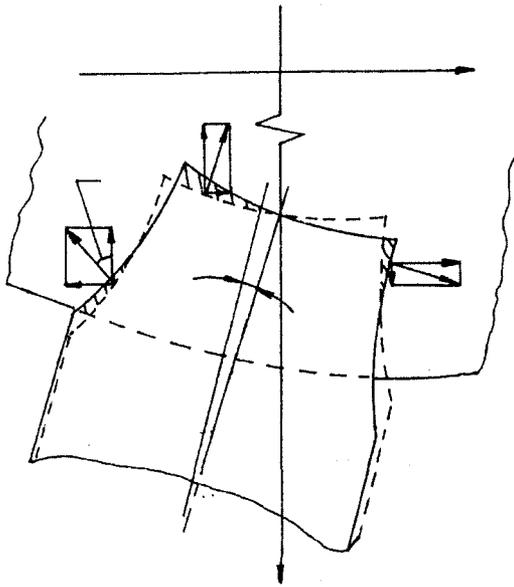


Рис. 2. – Схема для определения составляющих сил резания при обработке винтовой поверхности

то при нулевых начальных условиях поперечные резания равны:

$$f(\tau) = \frac{P_{max} \exp\left(1 - \frac{\tau}{\tau_1}\right)}{m \tau_1 \left[ (\omega_c^*)^2 + \left(\xi \omega_c - \frac{1}{\tau_1}\right)^2 \right]} \times \left[ \tau - \frac{2 \left(\xi \omega_c - \frac{1}{\tau_1}\right)}{(\omega_c^*)^2 + \left(\xi \omega_c - \frac{1}{\tau_1}\right)^2} \right]$$

где  $A = P_{max} e / \tau_1$ ;  $b = 1 / \tau_1$ ;

$\tau_0$  – длительность реза зуба инструмента;

$\tau_1$  – время нарастания силы резания.

На рис. 6 представлена зависимость деформаций заготовки с учетом динамической составляющей от подачи на зуб винторезного инструмента, а на рис. 7 – от размера инструмента (параметры процесса аналогичны рис. 3 и 4). Как следует из рис. 6, увеличение подачи на зуб ведет к небольшому увеличению максимальных значений динамических деформаций, а уменьшение диаметра инструмента и, соответственно, увеличение угла контакта – к небольшому уменьшению пиковой величины деформации и значительному увеличению времени затухания колебаний заготовки.

При обработке винтовой поверхности дисковой фрезой и охватывающей головкой необходимо учитывать влияние предшествующих резов инструмента, так как возмущения от их действия не успевают затухнуть. При фрезеровании концевой фрезой и дисковой фрезой должно учитываться действие 3-4 предшествующих резов, а при фрезеровании охватывающей головкой – одного-двух.

Суммарная погрешность обработки  $\Delta_{\Sigma}$  (мкм) при различных методах обработки винтовой канавки приведена в табл. 7.

Учение об инженерии поверхности позволяет расчетно-аналитическим путем определить основные параметры шероховатости и связать их с параметрами режима резания и эксплуатационными характеристиками получаемой поверхности [6]. На формирование профиля шероховатости при всех методах обработки оказывают влияние одни и те же факторы, в каждом конкретном случае различающиеся лишь интенсивностью воздействия, поэтому подходы инженерии поверхности могут быть применены и для кинематически сложных процессов, к которым относится лезвийная обработка винтовых поверхностей.

Если ввести зависимость для определения составляющей профиля шероховатости,

**7. Суммарная погрешность обработки  $\Delta_{\Sigma}$  (мкм) при различных методах обработки винтовой канавки**

Метод обработки		Дисковая фреза	Охватывающая головка	Строгание	Концевая фреза
$S_z$ (мм/зуб)	$v$ (м/мин)				
$S_z = 0.1$	$v = 60$	5.01	4.18	6.92	7.15
	$v = 90$	6.61	4.91	7.74	10.97
	$v = 120$	8.14	6.08	8.56	17.44
$S_z = 0.2$	$v = 60$	6.73	4.89	8.05	11.68
	$v = 90$	8.30	5.72	9.20	17.20
	$v = 120$	9.94	6.98	9.94	30.14
$S_z = 0.3$	$v = 60$	7.57	6.00	9.75	18.64
	$v = 90$	9.53	7.08	11.76	32.15
	$v = 120$	10.87	8.34	12.29	64.49

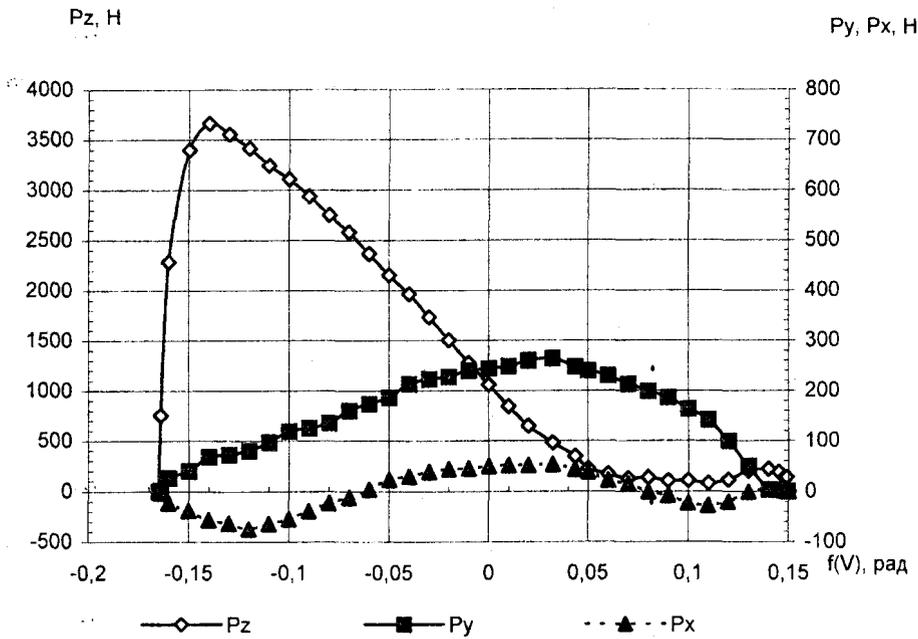


Рис. 3. – Составляющие силы резания при обработке винтовой поверхности дисковой фрезой ( $r_\phi / d = 4$ ;  $S_z = 0,25$  мм/зуб)

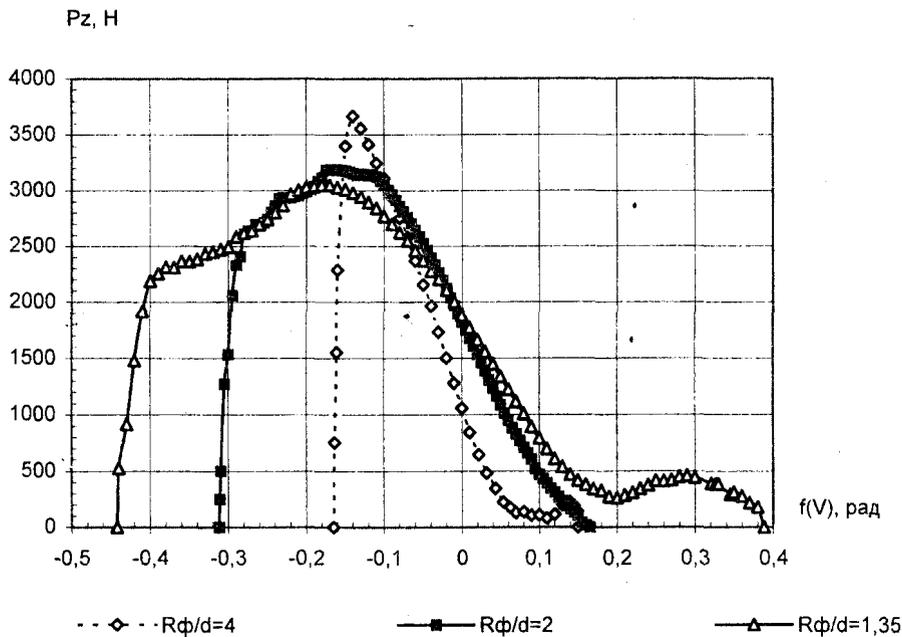


Рис. 4. – Зависимость составляющей силы резания  $P_z$  от размера инструмента при обработке винтовой поверхности дисковой фрезой

обусловленной геометрией режущей части инструмента и кинематикой его перемещения относительно заготовки  $h_1$  и обусловленная колебаниями инструмента относительно обрабатываемой поверхности  $h_2$ , соответствующей случаю обработки винтовой поверхности, то можно определить параметры шероховатости винтовой поверхности на основе подходов учения об инженерии обработанной поверхности:

$$h_1 = \frac{A_\omega - r_i \cos \left( \arcsin \frac{(A_\omega - r_i) \operatorname{tg} \frac{\varphi(S)}{2}}{r_i} \right)}{\cos \frac{\varphi(S)}{2}} + r_i - A_\omega,$$

$$h_2(\tau) = \frac{\int_0^\tau P(t) e^{\xi \omega_c t} \sin \omega_c^*(\tau - t) dt}{j}$$

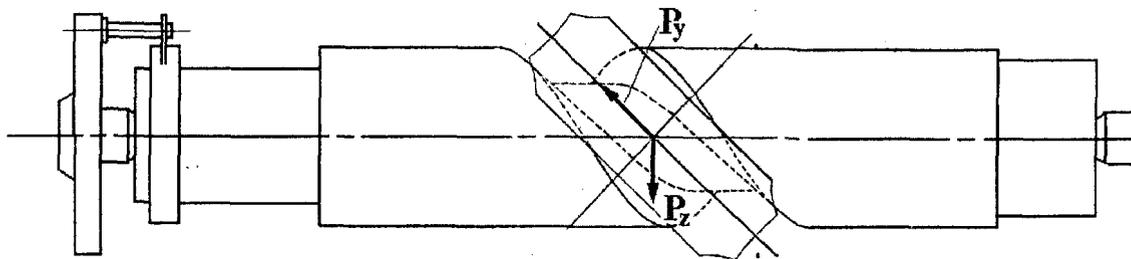


Рис. 5. – Деформации заготовки при обработке винтовой поверхности дисковой фрезой

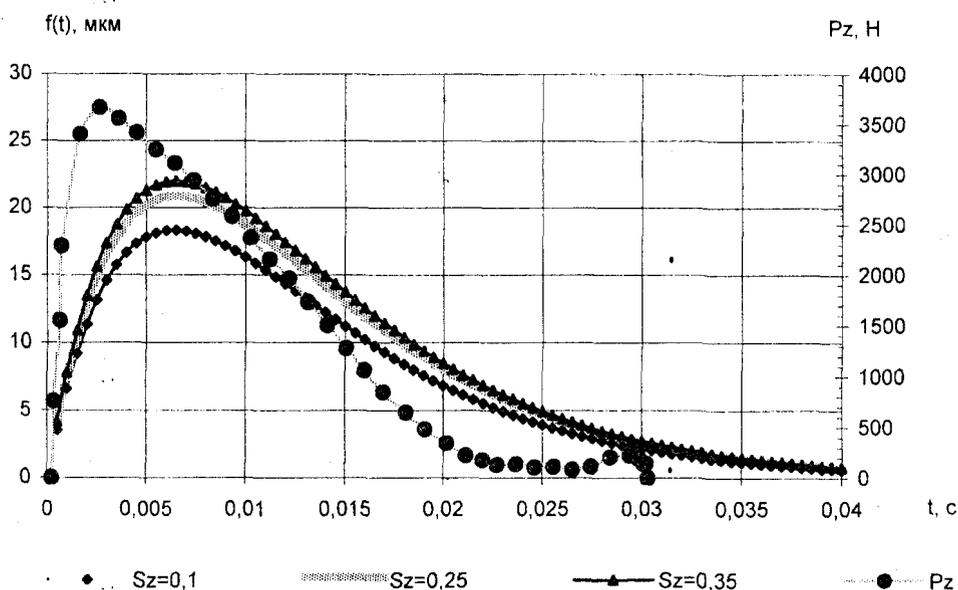


Рис. 6. – Динамические прогибы заготовки под действием одного реза зуба инструмента ( $r_{\phi} / d = 4$ )

где  $P(\tau)$  – суммарная сила резания в момент времени  $\tau$ ;

$\omega_c$  – собственная частота колебаний заготовки;

$\omega_c^*$  – собственная частота колебаний с учетом демпфирования;

$j$  – жесткость технологической системы.

Шероховатость обработанной поверхности  $R_z$  (мкм) приведена в табл. 8.

Износ режущего инструмента является одним из основных факторов, препятствующих повышению режимов резания и ограничивающих производительность лезвийной обработки. Прогнозирование размерного износа режущего инструмента является необходимым условием обеспечения требуемого качества детали и повышения производительности процессов.

При анализе характера износа режущего инструмента при центроидном и бесцентроидном обкате можно сделать вывод, что износ зуба инст-

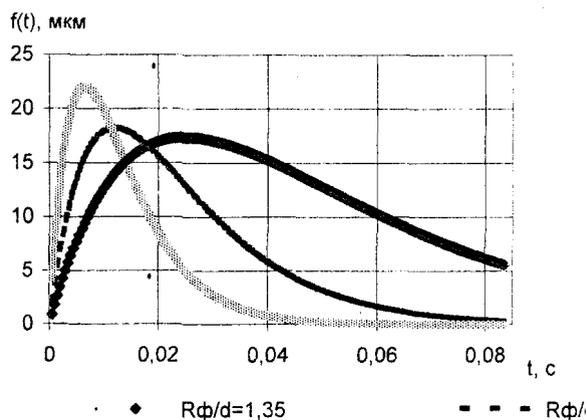


Рис. 7. – Зависимость деформаций заготовки с учетом динамической составляющей от размеров дискового инструмента ( $S_z = 0,3$  мм/зуб;  $z = 12$ )

8. Шероховатость обработанной поверхности  $R_z$  (мкм)

Метод обработки		Дисковая фреза	Охватывающая головка	Строгание	Концевая фреза
$S_z$ (мм/зуб)	$v$ (м/мин)				
$S_z = 0.1$	$v = 60$	8.32	6.72	8.83	7.96
	$v = 90$	8.47	6.84	10.29	8.26
	$v = 120$	8.68	7.01	12.75	8.72
$S_z = 0.2$	$v = 60$	21.13	16.68	19.72	18.08
	$v = 90$	21.39	16.87	22.30	18.93
	$v = 120$	21.75	17.17	24.15	20.07
$S_z = 0.3$	$v = 60$	40.77	30.19	36.90	33.92
	$v = 90$	41.11	30.47	40.37	35.1
	$v = 120$	41.62	30.87	42.12	36.14

румента по периметру режущего лезвия не может быть одинаков. Наибольшему износу подвержено лезвие зуба фрезы, формирующее дно винтовой канавки при бесцентроидном обкате и впадину зуба зубчатого колеса при центроидном обкате, так как толщина срезаемого этими участками слоя металла намного больше, чем боковыми лезвиями.

Радиальный износ участка режущего лезвия длиной  $\Delta b$ , на котором срезается слой металла толщиной  $a$  и действует сила резания  $\Delta P_z$ , за период времени  $\Delta \tau$  можно определить как некоторую функцию от толщины срезаемого слоя и рабочих углов:

$$\Delta h_p = f(a, \gamma, \alpha) \Delta \tau.$$

Суммарный радиальный износ участка режущего лезвия за один рез зуба инструмента можно определить интегрированием уравнения в пределах периода нахождения зуба в работе:

$$\Delta h_p' = \int_0^{\tau_0} f(a, \gamma, \alpha) d\tau.$$

Методика расчета износа режущих лезвий инструмента в процессах со сложной кинематикой позволяет прогнозировать и сравнивать износ отдельных участков режущих лезвий, и на базе этого определять период размерной стойкости всего инструмента по участку, работающему в наихудших условиях.

Износ наиболее нагруженного участка режущего инструмента (период стойкости  $T_p = 50$  мин)  $h_p$  (мкм) приведен в табл. 9.

Производительность обработки можно охарактеризовать основным технологическим временем, затрачиваемым на обработку одного витка винтовой поверхности.

Если обработка ведется за один проход, то ос-

9. Износ наиболее нагруженного участка режущего инструмента (период стойкости  $T_p = 50$  мин)  $h_p$  (мкм)

Метод обработки		Дисковая фреза	Охватывающая головка	Строгание	Концевая фреза
$S_z$ (мм/зуб)	$v$ (м/мин)				
$S_z = 0.1$	$v = 60$	4.49	3.02	5.96	5.84
	$v = 90$	6.07	4.09	7.35	7.14
	$v = 120$	7.52	5.14	9.53	9.47
$S_z = 0.2$	$v = 60$	7.39	4.88	9.45	9.03
	$v = 90$	10.02	7.12	12.27	11.64
	$v = 120$	12.42	9.25	15.63	15.29
$S_z = 0.3$	$v = 60$	10.21	8.10	13.24	12.85
	$v = 90$	13.74	11.25	16.75	15.70
	$v = 120$	17.07	13.90	21.35	20.54

новное время можно определить по формуле:

$$T_{осн} = \frac{4\pi^2}{\varphi(S)zn \cos \omega},$$

где  $z$  – число зубьев инструмента;

$n$  – частота вращения (двойных ходов) инструмента.

Таким образом, из рассмотренных методов наилучшее качество данной винтовой канавки обеспечивает обработка охватывающей головкой; а наиболее производительным методом является обработка дисковой фрезой.

Как сказано выше, определение параметров математической модели процесса лезвийной обработки винтовой поверхности требует проведения большого объема вычислений. Изменение исходных данных (например, другой профиль и угол подъема винтовой поверхности, изменение жесткости станка, размера инструмента, диапазона применимых подач и скоростей резания) ведет к пересчету результатов на всех промежуточных этапах моделирования.

Это требует применения новых подходов к прогнозированию, позволяющих сократить или вовсе избежать проведения полного расчета с учетом изменившихся исходных данных. Одним из таких подходов является прогнозирование, основанное на применении нейросетевых систем, программной реализа-

цией которого является пакет BrainMaker [7, 8].

К преимуществам данного подхода можно отнести возможность его использования для оценки значений непрерывных параметров моделей большой размерности, оптимизации моделей, включающих в себя одновременно непрерывные и дискретные параметры, возможность применения в системах извлечения новых знаний из больших объемов данных, при обучении стохастических и нейронных сетей, при оценке параметров в многомерном статистическом анализе, при получении данных для работы других алгоритмов оптимизации.

Разработать прогноз можно, не используя никаких данных, кроме рядов значений влияющих параметров и конечного результата (например, подачи на зуб инструмента и погрешности обработки). В этом случае достаточно провести экстраполяцию. Однако намного более точный результат может быть получен, если прогноз строится с учетом величин, связанных с прогнозируемым параметром. К примеру, если необходимо спрогнозировать значение суммарной погрешности обработки  $\Delta_{\Sigma}$ , то входной вектор нейросети примет вид  $\{t, n, S_z, P_z, P_{\gamma}\}$  (см. табл. 10).

При прогнозировании шероховатости  $i$ -ого участка винтовой поверхности при обработке дисковой фрезой можно использовать следующий входной вектор  $\{r_i, \sigma_i, \varphi(V), a_i, \Delta P_z\}$  (см. табл. 11).

### 10. Прогноз значения суммарной погрешности обработки $\Delta_{\Sigma}$

Время $t$ , с	Частота вращения инструмента $n$ , об/с	Подача на зуб $S_z$ , мм/зуб	Составляющие силы резания		Суммарная погрешность обработки $\Delta_{\Sigma}$ , мкм
			$P_z$	$P_{\gamma}$	
0,01	200	0,1	1520	225	8,15
0,02	150	0,15	3225	352	12,4
0,03	125	0,2	3585	535	21,31
0,04	100	0,25	2680	487	19,50
0,05	75	0,3	1205	365	13,82
0,06	50	0,35	640	320	6,24

### 11. Прогнозирование шероховатости $i$ -ого участка винтовой поверхности при обработке дисковой фрезой

Радиус фрезы $r_i$ , мм	Угол нормали к участку режущего лезвия $\sigma_i$ , рад	Параметр движения резания $\varphi(V)$ , рад	Толщина срезаемого слоя $a_i$ , мм	Составляющая силы резания на участке режущего лезвия $\Delta P_z$ , Н	Шероховатость на данном участке $h_i$ , мкм
121,87	1,279	-0,18	0,10	46,2	20,3
124,43	1,392	-0,12	0,22	101,0	19,6
128,75	1,469	-0,06	0,24	126,5	24,0
130,50	1,531	0	0,12	65,4	26,1
131,26	1,562	0,06	0,56	285,3	35,4
132,31	-0,11	0,12	0,78	421,0	33,2
132	0	0,18	-0,62	–	–

Данные результатов прогнозов, среди которых, кроме упомянутых, в разработанной методологии входят такие параметры, как жесткость и момент инерции сечения детали, параметры и конфигурация винтовой поверхности могут быть использованы, могут быть использованы при построении экспертной системы.

Экспертная система оперирует со знаниями в определенной предметной области с целью выработки рекомендаций или решения конкретных проблем. Экспертная система может полностью взять на себя функции, выполнение которых обычно требует привлечения опыта специалиста, или быть ассистентом человеку принимающему решение. Другими словами техническая система, требующая принятия решения, может получить его непосредственно от программы.

Система, помимо выполнения вычислительных операций, формирует определенные соображения и выводы, основываясь на тех знаниях и правилах, которыми она располагает. Порождающие правила обычно используются для представления эмпирических ассоциативных связей между данными, предъявленными системе, и действиями, которые система должна предпринять в ответ. В экспертных системах такие правила обычно задают, что нужно сделать с символической структурой, представляющей текущее состояние проблемы, чтобы перейти к представлению, более близкому к решению [9].

Словарь символической структуры экспертной системы, как правило, состоит из трех подмножеств:

- подмножества  $N$  имен объектов предметной области;
- подмножества  $P$  имен свойств, которые рассматриваются в качестве атрибутов объектов;
- подмножества  $V$  допустимых значений атрибутов.

На практике подмножества  $N$  и  $V$  перекрываются.

Используемая грамматика, как правило, имеет вид триад *объект-атрибут-значение*.

Например,

(ВИНТОВАЯ ПОВЕРХНОСТЬ-1,  
профиль, открытый)

представляет определенную винтовую поверхность, имеющую открытый профиль.

На языке программирования CLIPS, который используется при разработке экспертных систем тот факт, что определенная винтовая поверхность имеет открытый профиль и постоянный шаг, будет представлен вектором:

(screw surface-1 (profile open) (step constant)).

Имея в своем распоряжении словарь символов и грамматику, регламентирующую порождение символических структур, можно представить в программном виде исходное состояние интересующих нас проблем. Эти представления есть некоторая символическая структура, которую нужно преобразовывать, применяя имеющиеся правила в определенном порядке.

На языке CLIPS представление правила имеет следующий формат:

```
(defrule method
  (detal (name rotor) (screw surface screw
surface-1))
  (screw surface (name screw surface-1)
(profile open) (step constant))
=>
  (assert
    (screw surface
      (name screw surface-1)
      (identify disk milling)))
  .
```

Перечень предпосылок в таком правиле представляет собой образец вектора, которому должно соответствовать состояние рабочей памяти. Действия, такие как (assert ...) в приведенном выше примере, задают изменения, которые должны быть внесены в состояние рабочей памяти.

Таким образом, правило method означает следующее: если у определенной винтовой канавки обнаружена связь с определенным методом обработки винтовой поверхности, который имеет перечисленные в правиле свойства, то мы можем с определенным шансом на успех предполагать, что этот метод может быть применим к лезвийной обработке данной винтовой поверхности. Это правило не является общим, поскольку применимо только к конкретной детали (rotor) и конкретной винтовой поверхности (screw surface-1). Гораздо чаще приходится применять правила, которые пригодны для любой детали и любого винтовой поверхности. В такие правила поле наименования детали вовсе не включается:

```
(defrule method
  (detal (name ?det) (screw surface ?scr))
  (screw surface (name ?scr) (profile open)
(step constant))
=>
  assert
    (screw surface
```

```
(name ?scr)
(identify disk milling)))
```

При использовании правила интерпретатором вместо всех одноименных переменных подставляются одно и то же значение.

Пусть в рабочей памяти содержатся векторы

```
(detal (name rotor) (step 110) (screw surface screw surface-1))
(screw surface (name screw surface-1)
(profile open) (step constant))
```

Таким образом, если предпосылка в правиле не содержит переменных, она удовлетворяется при точном совпадении выражений в правиле и в рабочей памяти. Если же предпосылка в правиле содержит переменные, т.е. является образцом, то она удовлетворяется, если в рабочей памяти содержится вектор, включающий такую пару *атрибут-значение*, которая остается постоянной при удовлетворении всех остальных условий в том же правиле.

Программа на языке CLIPS состоит из выражений трех типов:

- *деклараций* (или шаблонов), которые определяют формат векторов в рабочей памяти;
- определении фактов, которыми задается начальное состояние проблемы;
- порождающих правил, которые определяют возможные трансформации состояния проблемы.

Строки, которые начинаются символами «;», являются комментариями.

Команда *reset* обеспечит перезагрузку описания исходного состояния в рабочую память, а команда *run* запустит программу на выполнение.

Процесс применения правил можно описать в терминах цикла *распознавание—действие*, который состоит из следующих шагов:

(1) *Сопоставить* образцы в предпосылках правил и элементы данных в рабочей памяти.

(2) Если окажется, что можно активизировать более одного правила, *выбрать* одно из них; этот шаг называется *разрешением конфликта*.

(3) Применить выбранное правило. Результатом, скорее всего, будет добавление нового элемента данных в рабочую память и/или удаление какого-либо существующего элемента из рабочей памяти. Затем перейти к шагу (1).

Обычно перед началом этого циклического процесса в рабочую память вводится элемент, соответствующий исходному состоянию проблемы. На языке CLIPS такой элемент является вектором

(initial-fact). Процесс останавливается, если будет обнаружен цикл, в котором ни одно из правил не может быть активизировано, или если активизированное правило явно содержит команду прекращения работы. На шаге (2) система располагает набором пар, состоящих из правил и подстановок переменных, которые сформированы при сопоставлении образцов.

Ниже показан фрагмент программы выбора метода лезвийной обработки винтовой поверхности. В разделе шаблонов блоки представлены объектами, обладающими такими свойствами, как профиль винтовой поверхности, шаг, направляющая, наличие изменения профиля по длине винтовой канавки. Если положение блока не определено, предполагается, что он находится в списке параметров (list). Информацию о текущей фазе решения проблемы (поиск или сопоставление) несет шаблон aim.

:: ШАБЛОНЫ

:: Объект screw surface характеризуется профилем, шагом, образующей

:: и изменением профиля по длине заготовки

```
(deftemplate screw surface
  (field profile (type SYMBOL))
  (field step (type SYMBOL))
  (field change (type SYMBOL))
  (field generate (type SYMBOL))
  (field choice (type SYMBOL) (default list))
)
```

:: Текущая цель (aim) может быть либо «выбрать из списка свойств» (find),

:: либо «сопоставить» (compare).

```
(deftemplate aim
  (field task (type SYMBOL))
)
```

:: ИНИЦИАЛИЗАЦИЯ

:: Имеется винтовая поверхность, характеризующаяся профилем,

:: шагом, образующей и изменением профиля по длине заготовки

```
(deffacts the-facts
  (screw surface (profile open) (step constant) (generate straight) (change no))
  .....
```

:: ПРАВИЛА

:: Задать первую цель: определить методы обработки.

```
(defrule begin
  (initial-fact)
=>
  (assert (aim (task find)))
)
```

:: Сопоставить свойства\_1

```
(defrule compare-1
  (detal (name ?det) (screw surface ?scr))
  (screw surface (name ?scr) (profile open)
(step constant)
  (generate straight) (change
no)))
```

```
=>
assert
  (screw surface
    (name ?scr)
    (identify disk milling)
    (confidence 0.8)))
```

.....  
 :: Если все свойства сопоставлены, прекратить процесс.

```
(defrule stop
  ?aim < -aim (task find))
  (not (screw surface (choice list)))
=>
  (retract ?aim)
)
```

#### Выводы:

1. В работе предлагается математическая модель процесса лезвийной обработки винтовых поверхностей, включающая в себя описание движения элементарного участка кромки режущего лезвия инструмента, расчет кинематического изменения переднего и заднего углов зуба, толщины срезаемого слоя, определение составляющих силы резания, износа элементарного участка режущего лезвия, определение погрешностей обработки с учетом динамических деформаций заготовки, определение показателей качества винтовой поверхности.

2. Создана методика анализа процесса лезвийной обработки винтовой поверхности, позволяющей выбрать оптимальный метод обработки и режим резания для конкретной винтовой поверхности, обеспечивающих получение требуемых показателей качества и производительности процесса.

3. Методика применима для исследования процесса лезвийной обработки винтовой поверхности с произвольными входными параметрами (профиль винтовой канавки, угол подъема винтовой линии, требуемое качество обработки, материал заготовки).

4. Использование нейросетевых систем и генетических алгоритмов при проектировании процесса лезвийной обработки винтовых поверхностей позволяет получить результаты, необходимые для формирования базы знаний экспертной системы, которая, в свою очередь, позволяет определить наиболее подходящий метод и режим обработки конкретной винтовой канавки.

#### Литература:

1. *Металлорежущие инструменты* / Г.Н. Сахаров, О.Б. Арбузов, Ю.Л. Боровой и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.
2. *Балденко Д.Ф. Винтовые насосы.* – М.: Машиностроение, 1982. – 224 с.
3. *Лашнев С.И. Профилирование инструмента для обработки винтовых поверхностей.* – М.: Машиностроение, 1965. – 152 с.
4. *Брусов С.И. Управление процессами обработки винтовых поверхностей на основе фрактального анализа* / С.И. Брусов, А.С. Тарпанов // *Известия ОрелГТУ. Машиностроение и приборостроение.* – Орел: ОрелГТУ, 2000. – №4. – С. 160 – 167.
5. *Brusov S.I. The improvement of the screw pumps quality by the choice of the optimal screw machining method* / S.I. Brusov, A.M. Dolotov, A.S. Tarapanov // *Fundamental and applied technological problems of machine building - Technology-2001. 1 May - 10 September 2001.* – Oryol.: OSTU, 2001. – P. 63 – 69.
6. *Суслов А.Г. Качество поверхностного слоя деталей машин.* – М.: Машиностроение, 2000. – 320 с.
7. *Корнеев В.В. Базы данных. Интеллектуальная обработка информации.* / В.В. Корнеев, А.Ф. Гареев, С.В. Васютин, В.В. Райх – М.: «Нолидж», 2001. – 496 с.
8. *Гавришкевич М. Введение в нейроматематику.* // *Обзорение прикладной и промышленной математики.* – М.: ТВП, – 1994.
9. *Джексон П. Введение в экспертные системы.* / Пер. с англ. / – М.: Издательский дом «Вильямс», 2001. – 624 с.

## ТЕХНОЛОГИЯ УПРОЧНЯЮЩЕЙ ОБРАБОТКИ

УДК 621.787.6.004

Д-р. техн. наук, проф. А. В. Киричек,  
канд. техн. наук Д. Л. Соловьев  
(Орловский государственный технический университет)  
г. Орел, тел. (0862) 419877, e-mail: [murstin@yandex.ru](mailto:murstin@yandex.ru); [ppdsio@narod.ru](mailto:ppdsio@narod.ru)

### НАГРУЖЕНИЕ МАТЕРИАЛА ВОЛНОЙ ДЕФОРМАЦИИ В ПРОЦЕССЕ СТАТИКО-ИМПУЛЬСНОЙ ОБРАБОТКИ

*The given article deals with the technology and outcomes of method, hardening of static-impulse processing (SPP) by means of superficial plastic deformation (SPD).*

Выход из строя деталей машин часто связан с разрушением их поверхности. Для создания поверхностного слоя повышающего работоспособность и надежность деталей успешно применяется упрочнение поверхностным пластическим деформированием (ППД). В результате упрочнения на поверхности образуется наклепанный слой, а также происходит изменение исходной геометрии поверхности вследствие воздействия на нее деформирующего инструмента. Наклеп характеризуется степенью упрочнения, которая в инженерной практике обычно определяется изменением твердости [1, 2].

Для получения большой степени упрочнения используются статические способы ППД (выглаживание, обкатывание, раскатывание, дорнование) и некоторые динамические (дробеструйная обработка). При этом, как правило, снижается исходная шероховатость и может быть сформирован регулярный микрорельеф поверхности (вибрационное накатывание или выглаживание), благоприятно влияющий на износостойкость деталей. Для получения большой глубины упрочнения применение статических способов ППД часто нецелесообразно из-за большой энергоемкости процесса. Поэтому используются динамические способы с высокой энергией удара (чеканка), которые позволяют получать упрочненный поверхностный слой с большой глубиной и степенью упрочнения, однако, с более грубой геометрией упрочненной поверхности, требующей последующей финишной обработки [2].

Для повышения эффективности упрочнения ППД и увеличения номенклатуры упрочняемых деталей необходимо создание способа ППД обеспечивающего получение поверхностного слоя с большой степенью и глубиной упрочнения, требуемой геометрией и, если необходимо, регулярным микрорельефом.

Резервы могут быть найдены при использовании комбинированной статической и динамической нагрузки. Технология упрочнения при этом

включает следующие этапы: предварительное статическое и последующее периодическое динамическое (импульсное) нагружение инструмента (рис. 1). Предварительное статическое нагружение создает благоприятные условия для более полной передачи обрабатываемой поверхности концентрированного потока энергии ударного импульса требуемой формы. Кроме того, под действием статической нагрузки происходит сглаживание границ вмятин, образованных на упрочненной поверхности динамической нагрузкой.

На основании вышеизложенного предложен способ статико-импульсной обработки (СИО) [3-5], который осуществляет нагружение управляемым импульсным воздействием с высокой энергией, обеспечивая требуемое состояние упрочняемой поверхности.

Для того чтобы успешно применять на практике предложенный способ упрочнения необходимо решить следующие задачи:

- рассчитать ударную систему для реализации управляемого импульсного воздействия в условиях упрочнения ППД;
- разработать устройство, реализующее статико-импульсную обработку;
- дать рекомендации по использованию СИО для деталей машин.

Первая задача – расчет ударной системы, решалась в соответствии с волновой теорией Сен-Венана и методикой изложенной в [6]. Известно, что при нагружении среды с одинаковой энергией удара могут быть получены различные результаты. Это особенно характерно для ударов с большой энергией и связано с волновыми процессами, происходящими в ударной системе при ударе. Волновыми процессами можно управлять изменением геометрических параметров и материалов элементов ударной системы, включающей боек, промежуточное звено (волновод) и инструмент.

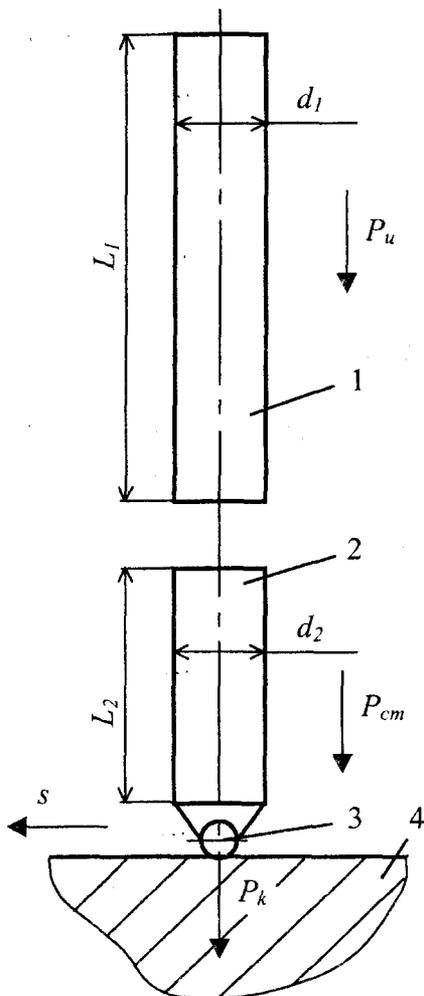


Рис. 1. – Схема нагружения упрочняемой поверхности при статико-импульсной обработке:

1 – боек, 2 – волновод, 3 – инструмент,

4 – упрочняемая поверхность;

$P_u$  – импульсная нагрузка,

$P_{ст}$  – статическая нагрузка,

$P_k$  – контактное усилие в очаге деформации,

$s$  – подача детали относительно инструмента;

$L_1, L_2$  – длина бойка и волновода, соответственно,

$d_1, d_2$  – диаметр поперечного сечения бойка и волновода, соответственно

При соударении бойка и волновода цилиндрической формы формируется прямоугольный импульс, отличающийся от импульсов других форм наиболее полным использованием энергии удара и одной из самых малых амплитуд. При этом возможны различные соотношения площадей поперечных сечений бойка и волновода  $r = F_1/F_2$ ;  $r < 1$ ,  $r = 1$ ,  $r > 1$ . На практике используется соотношение  $r \geq 1$  вследствие несомненных преимуществ с точки зрения обеспечения рациональной величины коэффициента передачи энергии удара.

Анализ волновых состояний элементов ударной системы показал, что изменение соотношения длин бойка и волновода  $n = L_1/L_2$  сопровождается изме-

нением количества энергии хвостовой части импульса.

При динамических методах упрочнения ППД, как правило, применялись ударные импульсы с большой амплитудой и малой длительностью и хвостовая часть ударного импульса, образованная за счет отраженных волн деформации, не использовалась (рис. 2) [4].

Определены два случая, когда формы ударных импульсов в пятне контакта инструмента с обрабатываемой поверхностью будут различными:  $n \leq 1$  и  $n > 1$ . Наиболее целесообразно использование соотношения  $n > 1$ .

В результате моделирования волновых состояний ударной системы боек-волновод с различными соотношениями  $r$  и  $n$  получена зависимость, для определения величины контактного усилия  $P_k$  в очаге деформации в любой момент времени  $t$ . Установлено, что на формирование ударного импульса в контакте инструмента с очагом деформации влияние оказывают геометрические параметры и материалы элементов ударной системы боек-волновод, а также коэффициент сопротивления внедрения  $k$ , характеризующий зависимость «сила-внедрение».

Анализ построенных по модели форм ударных импульсов  $P_k(t)$  для различных геометрических соотношений бойка и волновода  $r$  и  $n$  показывает, что при постоянном соотношении площадей поперечных сечений бойка и волновода  $r$  с увеличением соотношения их длин  $n$ , амплитуда головной части и амплитуда хвостовой части импульса увеличивается, причем амплитуда хвостовой части в большей степени. При постоянном соотношении длин бойка и волновода  $n$  и с увеличением  $r$  амплитуда хвостовой части импульса увеличивается, а головной части – уменьшается. Изменяя таким образом геометрические параметры ударной системы  $n$  и  $r$  с помощью полученной зависимости можно подбирать геометрические соотношения бойка и волновода для использования энергии хвостовой части ударного импульса при упругопластической деформации. В результате определено, эффективное для упрочнения СИО соотношение длин и площадей поперечных сечений бойка и волновода, как  $n = 3 \dots 5$ ,  $r = 1 \dots 3$ .

При передаче импульса ударной системой боек-волновод в упрочняемую поверхность инструмент, как дополнительное звено, а также способ его крепления на волновод будут искажать форму передаваемого импульса. Следовательно, рациональные параметры ударной системы, определенные применительно к воздействию плоского торца волновода на обрабатываемую поверхность, могут потребовать уточнения. Для повышения управляемости процессом упрочнения СИО проведены исследования влияния формы и размеров инструмента на передачу ударного импульса в очаг деформации.

Исследования проводились на специально разработанном экспериментальном стенде [7], позволяющем моделировать процесс СИО при одно-

кратном воздействии инструмента на упрочняемую поверхность.

Из полученных осциллограмм следует, что при увеличении радиуса деформирующей поверхности инструмента импульс становится все более похожим на импульс, сформированный при ударе плоским торцом волновода. Близкое сходство наблюдается уже при значениях радиуса деформирующей поверхности инструмента более 12 мм. Установлено, что на энергию импульса оказывает значительное влияние форма инструмента, и малое – размеры деформирующей поверхности. Несмотря на наибольшие потери энергии при прохождении импульса через ролик, СИО дисковым и резьбовым роликом позволяет пролонгировать действие контактной нагрузки, обеспечивая наиболее полную реализацию энергии импульса.

Вторая задача – разработка конструкции ударного устройства для реализации СИО, решалась в соответствии с рассчитанными геометрическими параметрами ударной системы по вышеизложенной методике.

В результате анализа существующих ударных устройств установлена целесообразность применения гидроударников. Сложности в изготовлении компенсируются в 5...6 раз большим КПД и на порядок большей энергией удара, малыми габаритными размерами, плавностью регулирования частоты и энергии ударов. Для упрочнения деталей ППД такие устройства практически не использовались.

Разработано специальное гидроударное устройство – генератор механических импульсов (ГМИ) для упрочнения СИО [8, 9]. Для обеспечения требуемой частоты и энергии ударов ГМИ разработана математическая модель по которой в зависимости от подаваемых расхода и давления рабочей жидкости можно определить энергию и частоту ударов для различных типоразмеров ГМИ. В результате реализована конструкция ГМИ с макси-

мальной энергией ударов 300 Дж при частоте 15...25 Гц и максимальной частотой ударов 40 Гц при энергии 180 Дж. Расчеты по модели проверены испытаниями опытного образца ГМИ [9].

Для решения третьей задачи – оценки состояния поверхностного слоя упрочненного СИО с использованием ГМИ, проведены экспериментальные исследования.

Исследования проводились на специально изготовленном стенде, обеспечивающем возможность подачи обрабатываемой детали относительно инструмента. Для испытаний использовались образцы из сталей 40Х, 9ХС, 110Г13Л, марки которых часто применяются для изготовления тяжело нагруженных деталей машин (детали несоосных винтовых механизмов, рабочие органы строительного дорожных машин, сердечники крестовин стрелочных переводов и т.д.) и стали 45, как общепринятого эталона.

В результате СИО максимальная степень упрочнения поверхности на образцах из стали 110Г13Л составила 150%, стали 45 – 50%, стали 40Х – 20%, стали 9ХС – 20%. При этом глубина упрочненного слоя составила соответственно 10, 7, 6, 4 мм.

Исследование влияния формы ударного импульса на глубину и степень упрочнения показали, что для сталей с небольшой исходной микротвердостью (около 1500 МПа) целесообразно производить упрочнение ударным импульсом с небольшой длительностью и высокой амплитудой (до 80 мкс, более 40 кН). С увеличением исходной микротвердости упрочняемой стали, при неизменных условиях, граница эффективной длительности импульса будет повышаться, а, соответственно, граница амплитуды снижаться. Для стали с исходной микротвердостью 3500 МПа, целесообразно производить упрочнение ударными импульсами с длительностью более 120 мкс и амплитудой до 20 кН.

В результате анализа влияния размеров деформирующего инструмента на глубину и степень упрочнения установлено, что для получения большой степени упрочнения на малой глубине следует уменьшать радиус кривизны деформирующего инструмента. Увеличение радиуса кривизны инструмента будет снижать степень упрочнения, но увеличивать глубину упрочненного слоя. Для каждого режима упрочнения и конкретного обрабатываемого материала существует радиус кривизны инструмента при котором достигается максимальная степень упрочнения на максимальной глубине. Так, например, при СИО с энергией удара 200 Дж, стержневыми роликами шириной 10 мм максимальная степень и глубина упрочнения для стали 45 достигается роликами диаметром 18 мм, для стали 40Х – 12 мм.

Установлены значения скорости подачи заготовки относительно инструмента, обеспечивающие различную степень перекрытия пластических отпечатков, что позволяет изменять равномерность, глубину и степень упрочнения поверхностного

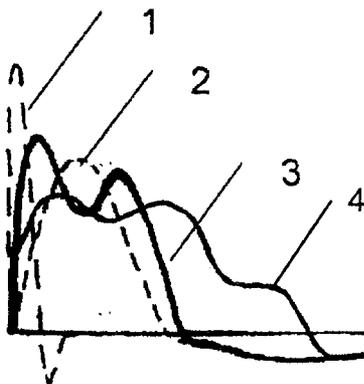


Рис. 2. – Форма импульсов при ударе:

- 1 – непосредственно шаром,
- 2 – торцом цилиндрического стержня,
- 3 – через систему боек-волновод,
- 4 – по инструменту (шару) через систему боек-волновод

слоя, устанавливая требуемую шероховатость, а также шероховатость с регулярным микрорельефом. На основании экспериментальных исследований определена достигаемая в процессе СИО величина шероховатости, которая составляет  $R_a=1,6$  мкм, при этом возможно снижение исходной шероховатости в 2...3 раза.

В результате, выполненные исследования позволяют варьировать свойствами упроченной поверхности за счет изменения энергии ударов, формы ударных импульсов, радиуса кривизны инструмента, изменения скорости подачи детали относительно инструмента. Установлены режимы позволяющие получить поверхность с высокой степенью упрочнения и малой глубиной упрочнения, высокой степенью и большой глубиной упрочнения, режимы при которых начинается перенаклеп упрочняемой поверхности. Получены условия, при которых формируется поверхность с различной степенью неравномерности упрочнения и поверхность с регулярным микрорельефом.

Статико-импульсная обработка может быть использована для упрочнения и формообразования деталей различных типов и размеров.

СИО могут быть успешно получены резьбы сопрягаемых деталей несоосных винтовых механизмов, резьбы с крупным шагом (5 мм и более). В процессе статико-импульсного накатывания резьбы по сравнению с традиционными методами образования резьб пластическим деформированием обеспечивается в 1,7...2,7 раз большая эффективная глубина упрочненного слоя, что способствует повышению долговечности несущих поверхностей. В результате термомеханического упрочнения ходовых резьб с использованием СИО (термическая обработка заготовки до HRC 30...40 и последующее статико-импульсное накатывание резьбы до HRC 50 и более) их контактная выносливость увеличилась в 1,7 раза, чем после накатывания и в 3,1 раза, чем после шлифования [10].

После упрочнения СИО опытной партии сердечников крестовины Р65 типа 1/11 железнодорожных стрелочных переводов твердость наиболее изнашиваемой части клина и усювиков сердечника повысилась в 2,5 раза (с 260 до 640 НВ) и глубина упрочненного слоя достигала 8...9 мм. Упрочненная СИО опытная партия сердечников крестовин железнодорожных стрелочных переводов была уложена на железнодорожную ветку ст. Сасово Московской ж/д. Прогноз после пропущенного тоннажа 100 млн.т. брутто показывает, что максимально допустимый износ наступит при пропущенном тоннаже 250 млн. т брутто, что в 2,5...3 раза больше, чем установленные нормы работы сердечников [11].

Выводы.

1. Разработан способ статико-импульсной обработки ППД, нагружающий упрочняемую поверхность управляемым импульсным воздействи-

ем. СИО позволяет рационально использовать энергию удара при нагружении поверхности за счет изменения геометрических соотношений ударной системы состоящей из бойка и волновода.

2. Разработано гидроударное устройство, реализующее процесс СИО. Проведены исследования режимов работы гидроударника. Установлены настроечные характеристики устройства обеспечивающие требуемые режимы упрочнения СИО.

3. Установлено влияние режимов СИО на свойства упроченной поверхности. СИО позволяет получать упрочненную поверхность с глубиной до 8...10 мм и степенью упрочнения до 150 %. Шероховатость после СИО может достигать  $R_a=1,6$  мкм. Возможно получение регулярного микрорельефа упроченной поверхности.

Исследования выполнены при поддержке гранта РФФИ РК ЦЧР № 03-01-96481.

#### Литература:

1. Смелянский В.М. Механика упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием. – М.: Машиностроение, – 2002. – 300 с.
2. Одинцов Л.Г. Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием: Справочник – М.: Машиностроение, – 1987. – 328 с.
3. Патент № 2098259. Способ статико-импульсной обработки поверхностным пластическим деформированием / А.Г. Лазуткин, А.В. Киричек, Д.Л. Соловьев. – Бюлл. № 34, 1997.
4. Упрочнение ответственных поверхностей статико-импульсной обработкой. / О.М. Щебров, А.В. Киричек; А.Г. Лазуткин, Д.Л. Соловьев // Наука производству. – М., – 1998. – № 11 – С.20-23.
5. Киричек А.В. Статико-импульсная обработка и оснастка для ее реализации / А.В. Киричек, А.Г. Лазуткин, Д.Л. Соловьев // СТИН. – М., – 1999. – № 6. – С. 20-24.
6. Алимов О.Д. Удар. Распространение волн деформации в ударных системах. / О.Д. Алимов, В.К. Манжосов, В.Э. Еремьянц – М.: Наука, – 1985. – 357 с.
7. Влияние формы инструмента на энергетические характеристики ударного импульса при статико-импульсной обработке. / А.Г. Лазуткин, А.В. Киричек, Д.Л. Соловьев, С.А. Силантьев, А.Н. Афонин // Проектирование технологических машин: Сб. научн. трудов. – М.: МГТУ "СТАНКИН", – 1998. – Вып. 9. – С. 64-71.
8. Патент № 2090342. Гидроударное устройство для обработки деталей поверхностным пластическим деформированием / А.Г. Лазуткин, А.В. Киричек, Д.Л. Соловьев. – Бюлл. № 26, 1997.
9. Киричек А.В. Ударное устройство для статико-импульсной деформационной обработки / А.В. Киричек, Д.Л. Соловьев, С.А. Силантьев // Кузнечно-штамповочное производство, – 2002. – №10 – С.35-40.
10. Сравнение твердости резьбовых профилей, полученных пластическим деформированием различными методами. / Д.В. Бушенин, А. В. Киричек, А. Н. Афонин, И. Б. Кульков // Вестник машиностроения, – 1999. – №10 – С. 40-43.
11. Упрочнение тяжело нагруженных деталей методом статико-импульсного ППД. / Д.Л. Соловьев, А.Г. Лазуткин, А.В. Киричек, С.А. Силантьев // СТИН. – 2002. – № 5 – С.13-15.

УДК 669.715:621.35

Д-р техн. наук проф. А. Н. Новиков  
(Орловский государственный технический университет)  
г. Орел, тел. (0862) 419805  
канд. ф.м. наук доцент О. А. Иващук  
(Орловский государственный аграрный университет)  
г. Орел, тел. (0862) 97050

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ И УПРОЧНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ НА ПРИМЕРЕ МДО

*In this article the authors pay attention to developing methods of computer simulation of technological processes of restoration of worn-out machine details. The authors propose mathematics models, corresponding program means and introduction recommendation in repair production.*

Отличительной особенностью современных ремонтных предприятий, осуществляющих восстановление и упрочнение деталей, является принципиальное изменение роли задач, связанных с моделированием используемых технологий и последующим применением разработанных моделей для автоматизации технологических процессов.

Решение такого рода задач позволит повысить уровень качества выпускаемой продукции, снизить брак и затраты материально-сырьевых, энергетических, трудовых ресурсов; повысить экологичность процесса; формировать обоснованные управленческие решения.

При разработке новых и модернизации существующих технологических процессов и оборудования приоритет теоретических моделей (физико-математических, физико-химических, химико-математических и т.п.) неоспорим, тогда как в реальном технологическом комплексе уже закупленное производственное оборудование и внедренные в производственный процесс технологии восстановления и упрочнения деталей нуждаются в совершенствовании и в исследовании их возможностей, отработке режимов и эффективном управлении.

Наиболее приемлемый способ решения данных проблем — это применение компьютерно-адаптированного эмпирического подхода, основными достоинствами которого являются быстрота и универсальность.

Нами рассматриваются подходы к построению двух моделей: полиномиальной и нейросетевой, на основе имеющихся экспериментальных данных.

Построение полиномиальных моделей предлагается проводить согласно процедуре последовательного формирования полиномов возрастающей степени до достижения удовлетворительного уровня адекватности. Предлагаемый подход позволяет исключить априорность начального предположе-

ния о конкретном поведении системы (линейном, квадратичном или кубическом) и сократить количество экспериментов, требуемых для построения адекватной модели. Результатом моделирования является аналитическое уравнение — полином некоторой степени:

$$\hat{y} = b_0 + \sum_{j=1}^J b_j X_j, \quad (1)$$

где  $\hat{y}$  — рассчитанное по модели значение отклика технологического процесса;

$b_0, b_j$  — постоянные коэффициенты;

$X_j$  — значение  $j$  независимых (некоррелированных) факторов.

Расчет коэффициентов регрессии выполняется методом наименьших квадратов, для анализа полученных полиномов используется классический аппарат регрессионного анализа.

Второй метод представляет собой построение модели с помощью многослойной нейронной сети. Нейронные сети — это класс алгоритмов, реализуемых при помощи матрицы достаточно простых взаимосвязанных схем, называемых нейронами. Упрощенно функционирование нейрона представим следующим образом: нейрон вычисляет взвешенную сумму входных сигналов и преобразует ее с помощью нелинейной функции активации. Работа нейронной сети происходит в три стадии: обучение, проверка и непосредственно функционирование. Для настройки сети выбран алгоритм обратного распространения ошибки, включающий следующую последовательность этапов:

**Шаг 1.** Случайным образом инициализировать веса связей сети  $W_{i,j}^{(k)}$ , ( $i, j$  — номера нейронов, соединенных синаптической связью,  $k$  — номер слоя сети).

**Шаг 2.** Подать на входы сети один из возможных образов в режиме от входа к выходам, рассчитать значения последних:

$$S_i^{(k)} = \sum_{j=0}^L f_j^{(k-1)} \cdot W_{i,j}^{(k)}, \quad (2)$$

$$f_i^{(k)} = \frac{1}{1 + e^{-S_i^{(k)}}}. \quad (3)$$

Рассчитать изменение весов  $\Delta W^{(K)}$  для выходного слоя  $K$ .

$$\Delta W_{i,j}^{(K)} = \delta_i^{(K)} f_j^{(K-1)}. \quad (4)$$

**Шаг 3.** Рассчитать изменение весов  $\Delta W^{(k)}$  для всех остальных слоев:  $k = (K-1) \dots 1$ .

$$\Delta W_{i,j}^{(k)} = \delta_i^{(k)} f_j^{(k-1)}, \quad (5)$$

$$\delta_i^K = (f_i^{(K)} - d_i) \cdot f_i^K (1 - f_i^{(K)}), \quad (6)$$

$$\delta_i^k = \sum_j [\delta_j^{(k+1)} \cdot W_{i,j}^{(k+1)}] \cdot f_i^{(k)} (1 - f_i^{(k)}). \quad (7)$$

где  $K$  – число слоев в сети;

$f_i^{(k)}$  – вычисленный выход  $i$ -го нейрона;

$S_i^{(k)}$  – вход в этот нейрон;

$d_i$  – требуемый выход нейрона.

**Шаг 4.** Скорректировать все веса в нейронной сети:

$$W_{i,j}^{(k)}(t) = W_{i,j}^{(k)}(t-1) + \Delta W_{i,j}^{(k)}(t). \quad (8)$$

**Шаг 5.** Если ошибка сети существенна, перейти на шаг 1. В противном случае конец обучения.

После большого числа обучающих циклов алгоритм сходится к решению, которое минимизирует разность между требуемым и полученным выходами. Если на вход полностью настроенной сети подать входной вектор, не входящий в обучающую выборку, то выходной вектор с достаточной степенью точности будет приближен к действительному. Таким образом, обученная с помощью алгоритма обратного распространения нейронная сеть представляет собой адекватную модель нелинейного динамического процесса, применительно которому она была обучена. Основная плата за адекватность – время, затраченное на организацию и проведение обучения, и в настоящее время проводятся многочисленные исследования, посвященные решению данного вопроса.

Параметры структуры нейронной сети и процесса обучения, как правило, заранее неизвестны. Они определяются методом подбора применительно к конкретному типу решаемой задачи.

Рассмотренные методы реализованы на примере процесса МДО с использованием щелочного электролита с добавлением жидкого стекла типа "KOH – Na<sub>2</sub>SiO<sub>3</sub>" для сплавов АК9М2, АМг6, АК5.

Моделируемыми показателями качества являются микротвердость (Hm) и толщина (h) полученного после упрочнения восстановленной детали покрытия (её составляющие: h<sub>1</sub> – толщина внешнего упрочненного слоя; h<sub>2</sub> – толщина внутреннего упрочненного слоя). В качестве выходных параметров модели были выбраны величины, задающие режим процесса МДО, – технологические параметры. При моделировании Hm такими параметрами являются: плотность тока Dt, состав электролита, т.е. концентрации содержания в нем жидкого стекла Na<sub>2</sub>SiO<sub>3</sub> и едкого калия KOH. При моделировании h: плотность тока; состав электролита и время оксидирования T.

Результаты построения и анализа полиномиальных моделей показывают, что истинную зависимость эксплуатационных характеристик восстановленной и упрочненной детали от технологических параметров процесса МДО наиболее адекватно отражают квадратичные полиномы. Вид такого полинома на примере определения микротвердости:

$$\begin{aligned} Hm(CKOH, CNa_2SiO_3, Dt) = & \\ = b_{00} + b_{10} \cdot CKOH + b_{20} \cdot CNa_2SiO_3 + & \\ + b_{30} \cdot Dt + b_{11} \cdot CKOH^2 + b_{22} \cdot CNa_2SiO_3^2 + & (9) \\ + b_{33} \cdot Dt^2 + b_{12} \cdot CKOH \cdot CNa_2SiO_3 + & \\ + b_{13} \cdot CKOH \cdot Dt + b_{23} \cdot CNa_2SiO_3 \cdot Dt & \end{aligned}$$

Конкретное значение коэффициентов уравнения зависит от выбранного алюминиевого сплава.

Для оценки адекватности модели был проведен анализ остатков регрессии: показано, что получены статистически значимые уравнения регрессии и построенная математическая модель является адекватной.

Для определения моделируемых параметров (их численной оценки), исследования их взаимного влияния, удобно использовать графическую визуализацию полиномов. На рис. 1 представлена трехмерная поверхность и соответствующий ей контурный график, полученный при моделировании микротвердости.

По контурным графикам, зная устанавливаемые для проведения процесса упрочнения технологические параметры, мы можем определить значения выходных параметров – микротвердости или толщины упрочненного слоя, как это показано на рис. 1, б, на примере определения микротвердости.

Если по технологическим или производственным требованиям необходимо обеспечить значение микротвердости или толщины в строго определенном диапазоне, то по контурным графикам можно определить технологические допуски на входные параметры: режимы процесса или состав электро-

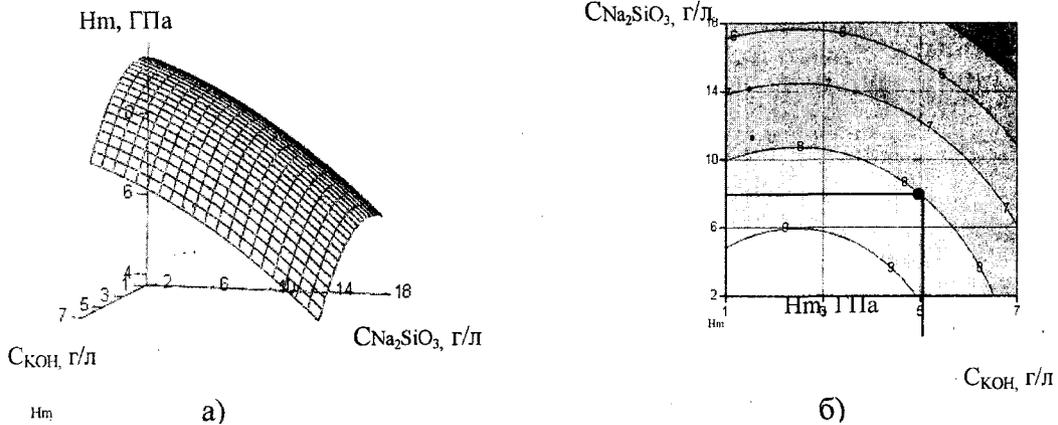


Рис. 1. – Графическое представление результатов моделирования микротвердости  $H_m(C_{кон}, C_{Na_2SiO_3})$ :

а – график поверхности; б – контурный график

лита. Однако для использования в этих целях контурный график носит скорее оценочный характер.

При нейросетевом моделировании процесса МДО входной слой нейронов соответствует входным параметрам модели, выходной слой – устанавливает отклики. Сеть обучалась и тестировалась на основе имеющихся экспериментальных данных.

На рис. 2 представлены сети для определения эксплуатационных характеристик по заданным значениям режимов МДО и состава электролита. Сеть для определения микротвердости имеет архитектуру «3-2-1», т.е. включает один промежуточный слой, состоящий из двух нейронов. Сеть для определения толщины имеет архитектуру «2-2-2», т.е. также имеет один промежуточный слой из 2-х нейронов.

Также были построены сети, показанные на рис. 3, позволяющие вычислить управляющее воздействие (плотность тока, продолжительность оксидирования, концентрации составляющих частей электролита), которое необходимо, чтобы эксплуатационные характеристики упрочненного слоя приняли желаемое значение. В этом случае входы нейронных сетей – это требуемые эксплуатационные характеристики, выходы – необходимые для этого технологические параметры.

Проводилось сравнение двух методов моделирования по критерию точности между квадратичными полиномами и модели на основе многослойной нейронной сети, обученной по имеющимся результатам экспериментов.

Показано, что для каждой рассматриваемой эксплуатационной характеристики нейронные сети проявляют более высокую точность. Уменьшение экспериментальной (среднеквадратичной) ошибки при переходе к нейросетевой модели для  $H_m, h_1, h_2$  составляет соответственно 92,7%, 20,6%, 23%.

Результаты сравнения 2-х моделей представлены в табл. 1, 2, 3

Для окончательной проверки качества построенных моделей была проведена серия натуральных экспериментов.

Расхождение теоретически полученных значений с результатами эксперимента не превышает 5%.

Отметим, что нейронные сети и в этом случае дают более точный прогноз по сравнению с полиномиальной моделью.

На основании результатов проведенного анализа определены области применения рассмотренных методов моделирования:

Полиномиальные модели можно успешно использовать для моделирования процессов с

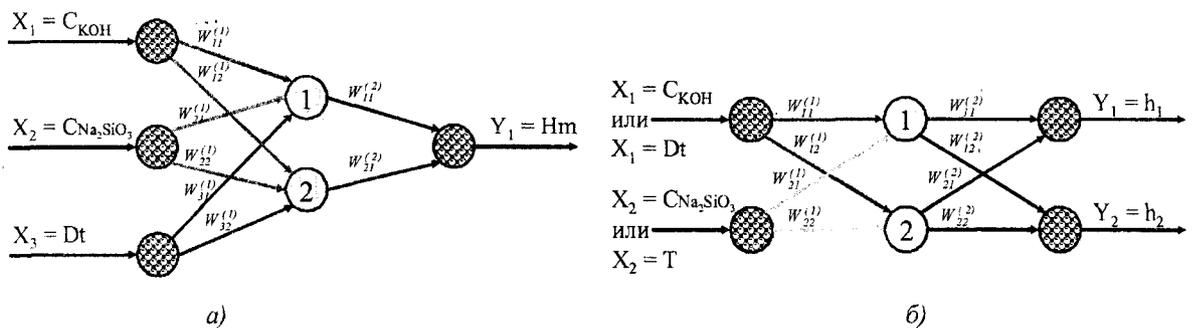


Рис. 2. – Сети для определения эксплуатационных характеристик:

а – сеть для определения микротвердости; б – сеть для определения толщины упрочненного слоя

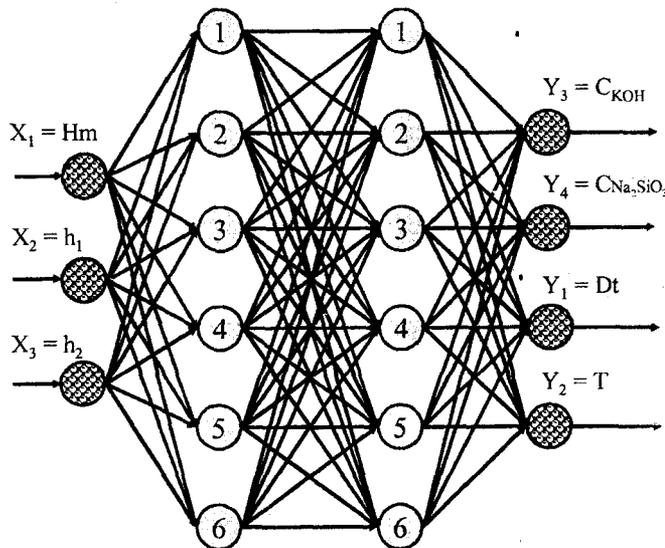


Рис. 3. – Вид нейронной сети для обработки режимов технологического процесса

1. Результаты сравнения полиномиальной и нейросетевой моделей при моделировании микротвердости  $H_m(Dt, CNa_2SiO_3, CКОН)$

	$S_{RSM}$	$S_{NN}$	Уменьшение ошибки, %	Время построения модели <sup>1</sup> , сек		Время прогноза по модели <sup>1</sup> , сек	
				$T_{RSM}$	$T_{NN}$	$t_{RSM}$	$t_{NN}$
AK9M2	0,0083	0,0006	92,77	600	10000	0,1	0,1
AK5	0,0205	0,0012	94,15				
AMr6	0,0312	0,0006	98,08				

2. Результаты сравнения полиномиальной и нейросетевой моделей при моделировании толщины упроченных слоев  $h_1(Dt, T)$  и  $h_2(Dt, T)$

		$S_{RSM}$	$S_{NN}$	Уменьшение ошибки, %	Время построения модели <sup>1</sup> , сек		Время прогноза по модели <sup>1</sup> , сек	
					$T_{RSM}$	$T_{NN}$	$t_{RSM}$	$t_{NN}$
AK9M2	$h_1$	$3,4 \cdot 10^{-6}$	$2,7 \cdot 10^{-6}$	20,59	600	10000	0,1	0,1
	$h_2$	$1,0 \cdot 10^{-6}$	$7,7 \cdot 10^{-7}$	23,00				
AK5	$h_1$	$1,2 \cdot 10^{-6}$	$1,9 \cdot 10^{-7}$	84,17	600	10000	0,1	0,1
	$h_2$	$4,0 \cdot 10^{-7}$	$7,8 \cdot 10^{-9}$	98,05				
AMr6	$h_1$	$7,0 \cdot 10^{-7}$	$5,4 \cdot 10^{-7}$	22,86	600	10000	0,1	0,1
	$h_2$	$2,6 \cdot 10^{-6}$	$9,1 \cdot 10^{-7}$	65,00				

3. Результаты сравнения полиномиальной и нейросетевой моделей при моделировании толщины упроченных слоев  $h_1, h_2(CКОН, CNa_2SiO_3)$

		$S_{RSM}$	$S_{NN}$	Уменьшение ошибки, %	Время построения модели <sup>1</sup> , сек		Время прогноза по модели <sup>1</sup> , сек	
					$T_{RSM}$	$T_{NN}$	$t_{RSM}$	$t_{NN}$
AK9M2	$h_1$	$6,2 \cdot 10^{-6}$	$4,8 \cdot 10^{-6}$	22,58	600	10000	0,1	0,1
	$h_2$	$4,2 \cdot 10^{-6}$	$2,2 \cdot 10^{-6}$	47,62				
AK5	$h_1$	$5,9 \cdot 10^{-6}$	$4,9 \cdot 10^{-6}$	15,76	600	10000	0,1	0,1
	$h_2$	$3,3 \cdot 10^{-6}$	$2,2 \cdot 10^{-6}$	33,33				
AMr6	$h_1$	$5,8 \cdot 10^{-6}$	$2,3 \cdot 10^{-6}$	60,34	600	10000	0,1	0,1

небольшим количеством входных переменных, когда не требуется высокая степень адекватности модели и решающим ее фактором является длительность процесса построения. Например, при исследовании параметров, оказывающих наиболь-

шее влияние на процесс МДО, для быстрой оценки эксплуатационных характеристик или требуемых допусков на режимы.

1. Нейросетевой подход целесообразно использовать для прогнозирования показателей качества

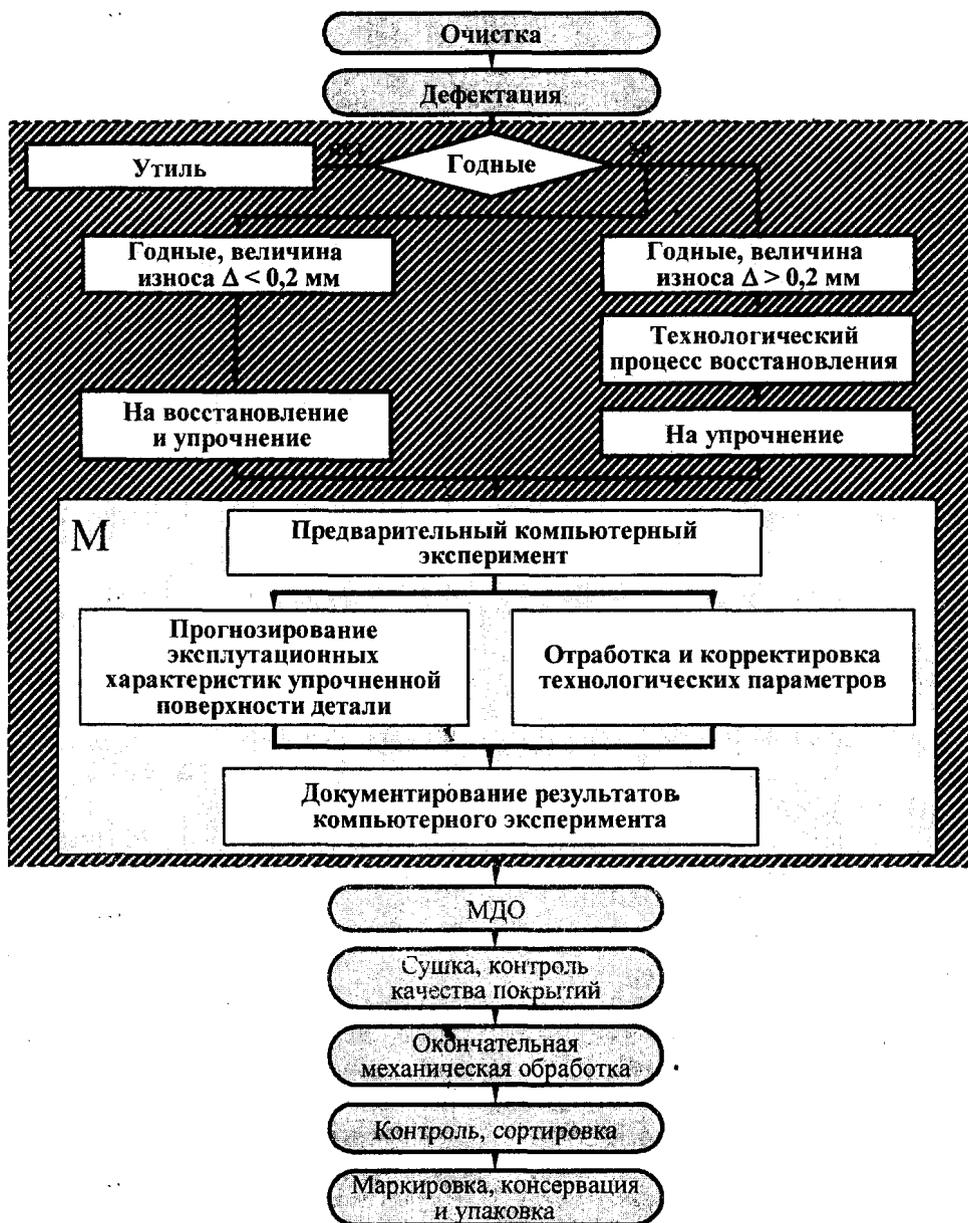


Рис. 4. – Модифицированная схема управления технологическим процессом восстановления и упрочнения деталей МДО с применением компьютерного моделирования

или технологических параметров процесса и в системах автоматизированного управления технологическими процессами.

Выбор конкретного метода моделирования зависит от условий задачи исследования.

На основе построенных эмпирических моделей были разработаны компьютерные программы для проведения имитационных экспериментов. Программные средства реализованы в удобном для пользователя интерфейсе и позволяют:

- прогнозировать значение эксплуатационных характеристик восстановленной детали при

заданных значениях режимов технологического процесса;

- определить необходимые значения технологических параметров МДО по требуемым значениям показателей качества.

Предложены рекомендации по внедрению компьютеризированного технологического процесса в ремонтное производство. На рис. 4 представлена модифицированная схема технологического процесса восстановления и упрочнения деталей с применением имитационного моделирования.

УДК 621.9

Асп. Е. Н. Бологов

Орловский государственный технический университет

Россия, Орел, тел.: (0862)419877, E-mail: [tmsi@ostu.ru](mailto:tmsi@ostu.ru)

## ФРИКЦИОННОЕ УПРОЧНЕНИЕ ВТУЛОК РАДИАЛЬНЫХ ОПОР ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

*In clause superficial hardening by disks of friction of details working in conditions of abrasive deterioration is considered. Technological modes of processing are shown.*

Повышение эксплуатационных свойств деталей машин одна из основных задач современного машиностроения. Актуальность проблемы непрерывно возрастает в связи с ростом требований к напряженности цикла рабочих машин, ограничениями по металлоемкости. Технологическое упрочнение является одним из наиболее эффективных методов повышения эксплуатационных свойств и стабильности работы изделий. Среди многообразия упрочняющих технологий выделяется фрикционная упрочняющая обработка.

Сущность обработки дисками трения состоит в том, что деталь, закрепленную в патроне, обрабатывают стальным быстровращающимся диском. Принципиальная схема обработки показана на рис. 1. В процессе фрикционно-упрочняющей обработки поверхностные слои металла импульсно нагреваются выше температуры фазовых превращений с одновременной пластической деформацией и быстрым охлаждением СОЖ, подаваемой в зону трения.

Исследования в области фрикционного упрочнения Е.Л. Островской, В.М. Гурья, С.А. Серегина, Е.У. Зарубицкого были направлены на изучение структуры и физико-механических свойств металлов формирующихся в процессе фрикционно-упрочняющей обработки, а также на изучение сопротивления усталости, контактной выносливости и сопротивление разрушению при ударном нагружении.

В процессе фрикционно-упрочняющей обработки в поверхностных слоях обрабатываемых деталей возникают специфические структуры в виде белых слоев. Характерной особенностью белых слоев является повышенное содержание цементита, карбидов различных металлов, а также остаточного аустенита. Качественный белый слой характеризуется остаточными сжимающими напряжениями, повышенной микротвердостью и износостойкостью. В зависимости от режимов упрочнения меняется глубина наклепа.

Достоинствами обработки дисками трения является простота изготовления и низкая стоимость инструмента, возможность использование универ-

сального оборудования и невысоких требований к квалификации рабочих.

К недостаткам выполненных исследований, сдерживающих применение метода в машиностроении, следует отнести недостаточную технологическую проработку. Обработка осуществляется на завышенных технологических режимах, которые не реализуются на серийном промышленном оборудовании. Например, рекомендуемая скорость фрикционного диска составляет 50-110 м/с. Поэтому необходимо исследовать процесс фрикционно-упрочняющей обработки и выявить его специфические особенности, а также найти нишу для его реализации в конкретном производстве.

В связи с повышенной износостойкостью белых слоев целесообразно производить обработку дисками трения для упрочнения деталей работающих в условиях абразивного износа. Характерными деталями, работающими в таких условиях, являются радиальные опоры погружных насосов.

Погружные электронасосы ЭЦВ предназначены для подъема воды из артезианских скважин с целью осуществления водоснабжения городского, промышленного и сельскохозяйственного орошения и понижения уровня грунтовых вод.

Погружные центробежные насосы для природных вод из артезианских скважин со взвесью обычно применяют для различных классов природных вод при содержании взвеси до 15 г/л. При работе насоса в этих условиях его узлы подвергаются износу, коррозионной эрозии, кавитационным разрушениям. Наиболее изнашиваемым узлом погружных насосов, во многом определяющим их долговечность и качество, являются радиальные опоры насоса, представляющие собой пару трения скольжения, которая включает втулку, изготавливаемую из термически не упрочненной коррозионностойкой стали 20Х13, и втулки из армированной резины 3825. Износ втулки приводит к недопустимому биению вала и, как следствие, выходу насоса из строя. Недостаточная надежность насоса приводит к большим материальным затратам, связанным не только с заменой насоса, но и извлечением его из скважины, кроме

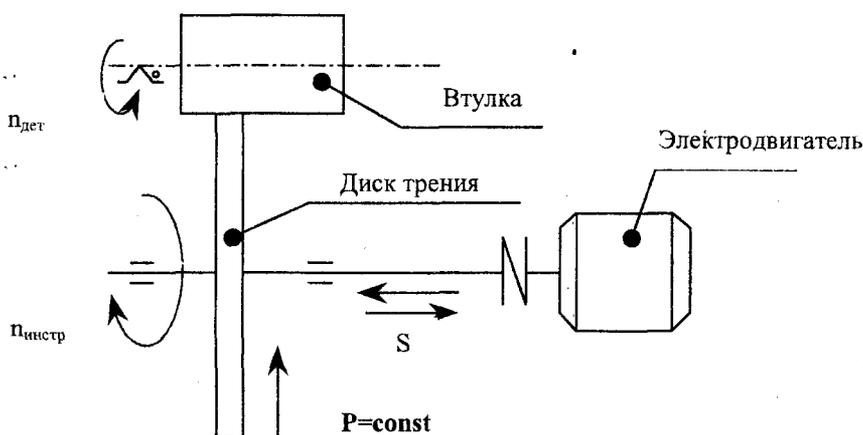


Рис. 1. – Схема обработки дисками трения

из скважины, кроме того, прекращается подача столь нужной воды.

Изготовление втулок из стали 40X13, термически упрочненной до 48 HRC, цементация втулок из стали 20X13 с последующей закалкой до 50 HRC, а также азотирование, не дало существенного прироста износостойкости. По данным технической литературы известно, что изготовление деталей пары трения из силицированного графита (80 HRC) или карбида кремния (90 HRC) приводит к многократному увеличению ресурса, однако сопровождается десятикратным удорожанием производства. Следовательно, для увеличения износостойкости нужно обеспечить более твердый и глубокий поверхностный слой втулки.

Исследование изношенных образцов распорных втулок показало, что преобладающим видом изнашивания периферийной поверхности втулки является царапанье жестко закрепленным абразивом. Это связано с протеканием жидкости, содержащей абразив, через зазор в подшипнике. При этом резиновое кольцо шаржируется абразивом и начинает работать в режиме шлифовального круга.

Целесообразно фрикционно-упрочняющую обработку производить для упрочнения внешней поверхности распорной втулки. Разработаны и выполнены в металле две конструкции дисков трения. С использованием дисков трения провели экспериментальные исследования.

Обработку проводили на круглошлифовальном станке мод.3А130. Диск трения размещали вместо шлифовального круга (диаметр диска  $D_0=315$  мм, ширина рабочей поверхности диска  $b=6$  мм). Обработка осуществлялась с частотой вращения диска  $n_0=2110$  об/мин., втулки —  $n_в=40$  об/мин. и продольной подачей  $S_0=0,25$  мм/об. Для данного станка это соответственно максимальная частота вращения шпинделя, минимальная частота вращения

заготовки и подачи инструмента. Такие режимы были выбраны для максимального прогрева металла в пятне контакта.

Величину натяга диска с втулкой регулировали на станке лимбом перемещения поперечной подачи. Величина натяга составляла 0,1; 0,2; 0,25; 0,3 мм. / на диаметр втулки. При проведении эксперимента установили что, основными факторами, влияющими на формирование качественного поверхностного слоя, является вибрация системы диск-втулка и адгезия материала на рабочую поверхность инструмента.

Эксперимент производили в три этапа: на первом зону обработки охлаждали маслом веретенным; на втором водой; на третьем эмульсией. В результате обработки наблюдалась адгезия металла с поверхности диска на втулку. Причем она была ярко выражена при подаче в зону обработки воды и эмульсии. При подаче масла адгезия не наблюдалась. Установлено, что основными причинами снижающими качество обработанной поверхности являются торцовые и радиальные биения диска и втулки, величина которых достигала 0,1 мм.

Поверхностная твердость втулки в результате обработки возросла на 30 единиц HRC. Следовательно, технология фрикционного упрочнения втулок радиальных опор центробежных насосов является перспективной.

#### Литература:

1. Поверхностное динамическое упрочнение деталей машин / Н.В. Олейник, В.П. Кычин, А.Л. Луговской. — К.: Техника, 1984. — 151 с.
2. Поверхностное упрочнение металла / Ю.И. Бабей, Б.И. Бутаков, В.Г. Сысоев // нац. акад. наук Украины. Ин-т импульс. процессов и технологий. — Киев: Наук. Думка, 1995. — 252 с.: ил.табл.; 21см. — Библиогр.: С. 224-251

УДК 621.9

Канд. техн. наук А. Н. Афонин  
(Орловский государственный технический университет)  
г. Орел, тел. (0862)419877; e-mail: tmsi@ostu.ru

## ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОГО БИЕНИЯ РЕЗЬБОНАКАТНЫХ РОЛИКОВ НА ИХ СТОЙКОСТЬ

*In article influence of radial palpation of a groove threading rollers on non-uniformity of distribution of loading and their resistance is described. Recommendations to destination rational allowable value of radial palpation are resulted.*

Одной из основных причин преждевременного выхода из строя роликов для накатывания резьб с радиальной или осевой подачей является неравномерность нагружения их витков. Нагрузка, действующая на витки резьбонакатного инструмента, прямо пропорциональна мгновенной площади пятна контакта инструмента и заготовки (МПК) [1, 2], следовательно, главной причиной возникновения неравномерности нагружения является неравномерность МПК при накатывании. Важной причиной возникновения неравномерности распределения МПК является погрешность изготовления резьбонакатных роликов, в том числе радиальное биение. В настоящее время допустимое значение радиального биения резьбонакатных роликов определяется исходя из необходимости обеспечить заданные размеры накатываемой резьбы. Влияние радиального биения на стойкость резьбонакатных роликов исследовано недостаточно.

Радиальное биение резьбонакатных роликов при накатывании возникает из-за погрешности изготовления самого ролика и погрешности резьбонакатного станка (головки). Поскольку нецилиндричность резьбонакатных роликов по наружному и среднему диаметру резьбы как правило незначительна и ею можно пренебречь, в качестве основной причины радиального биения резьбонакатных роликов можно назвать эксцентриситет между осью вращения посадочного отверстия ролика и осями вращения цилиндров, соответствующих наружному и среднему диаметру резьбы, а так же эксцентриситет между посадочными местами под резьбонакатные ролики и подшипники шпинделей резьбонакатного станка (осей резьбонакатной головки). При наличии значительного эксцентриситета ролики будут выходить из строя из-за износа или выкрашивания части витков резьбы ролика, внедряющейся в поверхность заготовки на наибольшую глубину.

Для определения радиального биения, обеспечивающего допустимую величину неравномерности нагружения витков, необходимо рассчитать МПК инструмента и заготовки. Для расчета МПК воспользуемся методикой [2], основанной на расчете МПК через площадь ее проекции на плос-

кость, перпендикулярную оси вращения инструмента (рис. 1) по формуле:

$$S_k = \frac{S_p}{\cos \alpha},$$

где  $S_k$ ,  $S_p$  – соответственно площадь части боковой поверхности конуса и площадь ее проекции на основание;

$\alpha$  – угол основания конуса, соответствующий половине угла профиля резьбы.

При накатывании резьбы роликами наличие радиального биения увеличивает номинальное текущее радиальное обжатие  $\delta r$ , задаваемое радиальной подачей станка (при накатывании с радиальной подачей) или формой заборной части роликов (при накатывании с осевой подачей), на величину, равную величине радиального биения  $\Delta r$ .

График, показывающий зависимость МПК от числа оборотов заготовки с учетом радиального биения резьбонакатных роликов при накатывании резьбы М27х2 двумя роликами с радиальной подачей, выбранной из условия обеспечения кинематической адаптации МПК [2], приведен на рис. 2. Данная зависимость носит характер синусоиды с увеличивающейся амплитудой. Причиной увеличения амплитуды колебаний МПК является то, что при каждом последующем обороте заготовки витку резьбы ролика приходится внедряться во все более глубокий профиль резьбы заготовки, сформированный на предшествующих оборотах, и одинаковое значение радиального обжатия вызывает больший прирост МПК.

Контурный график зависимости неравномерности МПК инструмента и заготовки (отношения разности максимальной за оборот и номинальной МПК к номинальной МПК) от радиального биения резьбонакатных роликов и числа оборотов заготовки при накатывании резьбы М27х2 двумя роликами с радиальной подачей приведен на рис. 3. Из графика видно, что даже незначительное увеличение радиального биения приводит к существенному росту неравномерности нагружения витков резьбонакатного инструмента (в особенности на

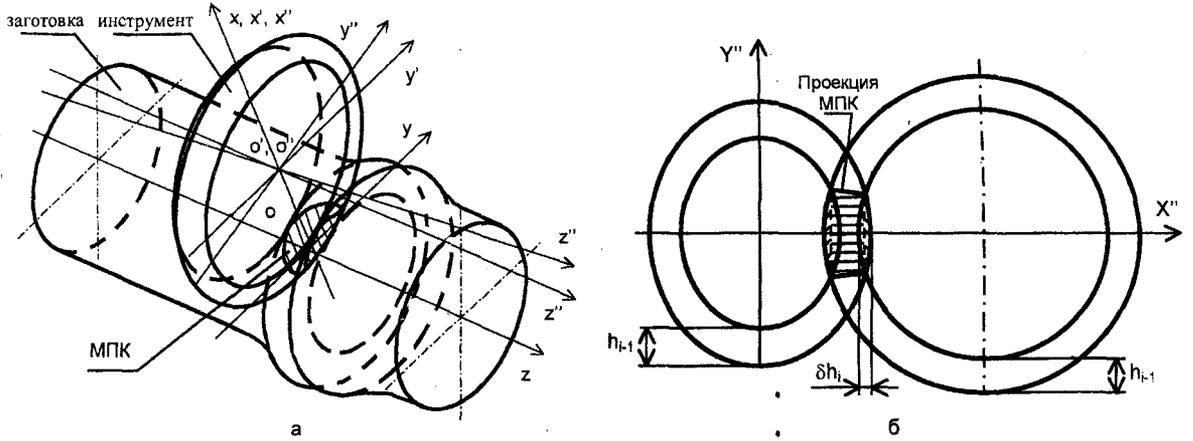


Рис. 1. – Схема контакта деформирующего витка инструмента и заготовки при накатывании наружной резьбы:  
 а – пространственная модель; б – проекция пятна контакта на плоскость  $X''OY''$

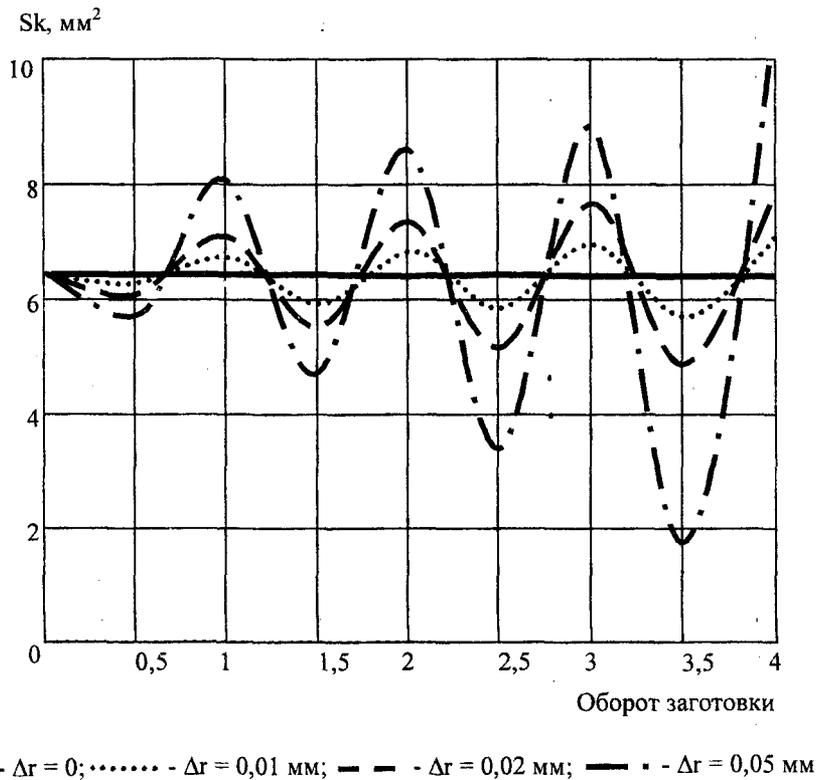


Рис. 2. – Изменение мгновенной площади пятна контакта одного витка резьбы инструмента и заготовки при накатывании резьбы M27x2 двумя роликами с радиальной подачей из-за радиального биения резьбы ролика

завершающих этапах формирования резьбового профиля) и, следовательно, снижению его стойкости. Зависимость неравномерности МПК от величины радиального биения носит характер, близкий к линейному (рис. 4) угол наклона прямой зависит в наибольшей степени от шага накатываемой резьбы.

Аналогичное влияние на величину мпк оказывает радиальное биение резьбы роликов при накатывании резьб с осевой подачей. В этом случае

наиболее неравномерно нагруженным оказывается переходный виток между заборной и калибрующей частью.

При определении допустимого радиального биения необходимо учитывать так же, что если радиальное биение резьбонакатных роликов на конечном этапе формирования резьбы превысит величину зазора между внутренним диаметром резьбы резьбонакатного ролика и наружным диаметром накатываемой резьбы, обеспечивающего

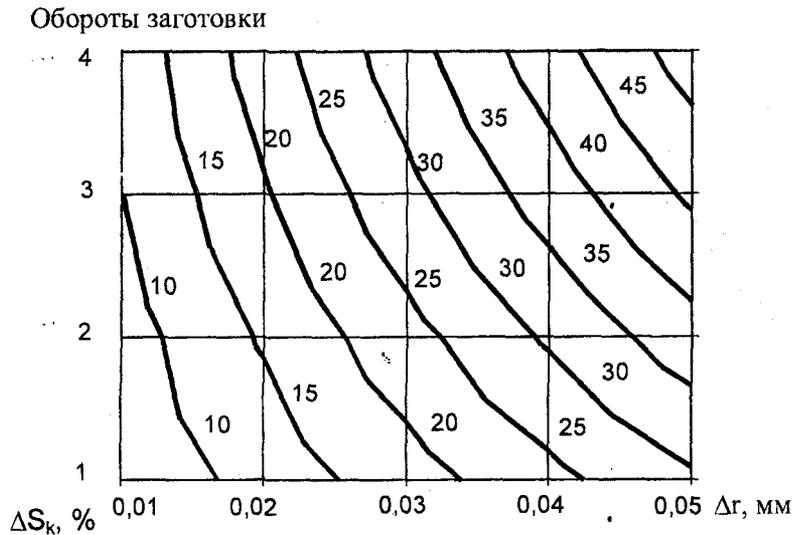


Рис. 3. – Зависимость неравномерности МПК от радиального биения резьбонакатных роликов и числа оборотов заготовки при накатывании резьбы М27х2 двумя роликами с радиальной подачей

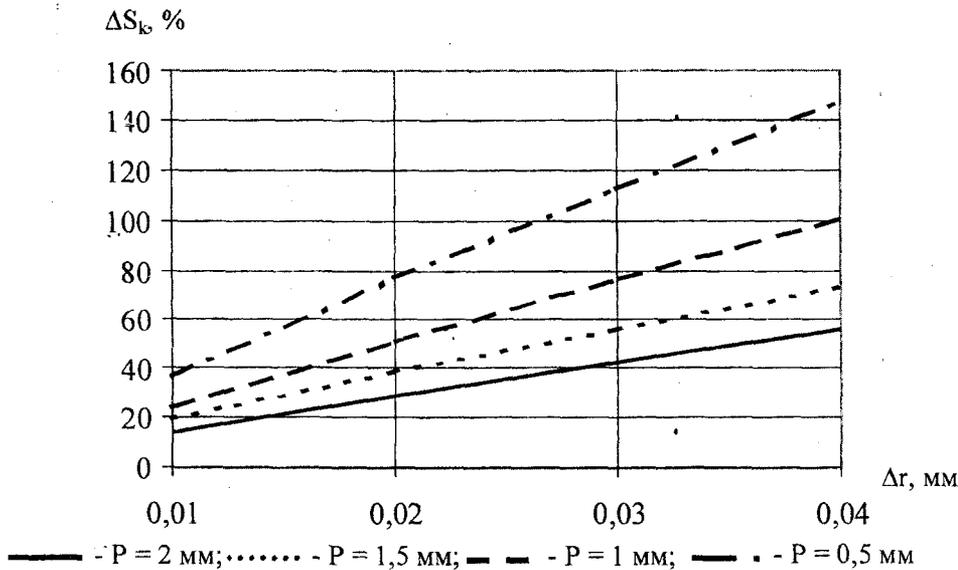


Рис. 4. - Зависимость неравномерности МПК от радиального биения резьбонакатных роликов на четвертом обороте заготовки при накатывании резьбы М16 различного шага двумя роликами с радиальной подачей

режим накатывания с открытым контуром, силы, действующие на витки, резко возрастут, что вызовет 2...3 и более кратное снижение стойкости.

Таким образом, при назначении допустимого радиального биения резьбы резьбонакатных роликов по наружному и среднему диаметру, в особенности при накатывании резьб невысокой точности, необходимо учитывать не только допуск на накатываемую резьбу, но и допустимую неравномерность нагружения витков инструмента. Для резьб с шагом до 1 мм радиальное биение не должно превышать 0,01 мм. Для резьб более крупного шага наиболее рациональным представляется радиальное биение в пределах 0,01...0,04 мм, так как ради-

альное биение менее 0,01 мм трудно достижимо, а радиальное биение более 0,04 мм вызывает значительную неравномерность нагружения, что приводит к существенному снижению стойкости инструмента.

**Литература:**

1. Накатывание резьб, червяков, шлицев и зубьев. / В.В. Ларин, М.И. Писаревский, В.В. Самсонов, Ю.И. Сизов. – Л.: Машиностроение, 1986. – 228 с.
2. Киричек А.В., Кульков И.Б., Афонин А.Н. Расчет профиля заборной части резьбонакатного инструмента // СТИН, 2000. – №8. – С. 20-25.

## ТЕХНОЛОГИЯ И ОБОРУДОВАНИЕ ФИЗИКО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

УДК 621.251

Д. Ю. Сазонов

*(Тульский государственный университет)*

г. Тула

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО УДАЛЕНИЮ ТЕПЛОЗАЩИТНОГО ПОКРЫТИЯ ПРИ ГИДРОСТРУЙНОМ РАССНАРЯЖЕНИИ БОЕПРИПАСОВ

*In work attempt of an experimental research of influence of some properties of a covering from composite materials and modes of hydrojet processing on efficiency rassnarjazhenija an ammunition is undertaken.*

В настоящее время широкое распространение в технике получают композиционные материалы, способные улучшить такие важнейшие параметры машин и агрегатов, как надежность, срок службы, материалоемкость и др. Основное преимущество композитов – возможность создания элементов конструкций с заранее заданными свойствами, наиболее полно соответствующими характеру и условиям работы, определило большое разнообразие структур и компонентов, входящих в композиционные материалы, что, в свою очередь, расширило область их применения. Так, машиностроение, энергетика, авиакосмическая и военная промышленность – неполный, непрерывно увеличивающийся список отраслей, использующих данные материалы.

В частности, в военной технике композиционные материалы, используются как теплозащитные покрытия для предохранения элементов конструкций от перегрева и разрушения. Требования, предъявляемые к конструкциям, и характер действующих на соединение нагрузок зависят от назначения и условий эксплуатации изделия. В настоящее время наиболее широко распространены резьбовые, клеевые, заклепочные и шпильчно - болтовые соединения армированных пластиков и конструктивных элементов изделий на их основе.

Проблема удаления (снятия) этих прочноскрепленных покрытий, возникающая вследствие морального и физического старения элемен-

тов боеприпасов и их конструкций в целом, особенно актуальна при наличии возможности повторного использования элементов конструкций. Процесс удаления покрытия должен быть экономичным, иметь высокую производительность, осуществляться на достаточно простом в эксплуатации оборудовании и обеспечивать полное удаление покрытия. Сравнительный анализ возможных методов решения данной задачи показал преимущество гидродинамического способа перед остальными - удаление покрытия механической обработкой, химическим или термическим способом с использованием токов высокой частоты. Простота очистки изделий со сложным профилем, отсутствие непосредственного контакта инструмента с разрушаемым материалом, а также химического или термического воздействия на материал корпуса изделия, высокая приспособляемость к типу и толщине покрытия, различные механизмы воздействия на покрытие, экологическая и пожарная безопасность делают гидродинамический способ по истине универсальным.

Разрушение материала покрытия струей жидкости высокого давления представляет собой ряд сложных и взаимосвязанных явлений и процессов, происходящих в зоне их контакта. Технологии гидроструйной очистки разработаны лишь для узкого спектра боеприпасов, поэтому, с целью установления основных закономерностей, коллективом специалистов фирмы «НИТЕП» и Тульского государственного уни-

верситета был разработан и изготовлен стенд для изучения технологии гидроструйной очистки поверхностей.

При разработке гидроструйной технологии расщепления боеприпасов представляет определенный интерес определение реальных скоростей проникания струи жидкости высокого давления в материал покрытия при различных режимах обработки изделий, определяемых многообразием композиционных материалов и клеевых составов. За основу при определении скорости резания взято уравнение М. Хашиша, выраженное через безразмерные величины [1]. Теория основывается на анализе некоторого контрольного объема, подвергаемого гидродинамическому воздействию, что позволяет определять усилия на твердых границах реза и дает основу для получения более точных уравнений резания путем выбора оптимальных реологических моделей определенных материалов. Механизм разрушения при этом определяется силами сжатия на поверхности резания.

Но модель, изложенная в данной работе, не лишена определенных недостатков. В частности, при проникании, как таковое, не учитывается влияние перемещения образца в горизонтальной плоскости, соответствующее осевой подаче при обработке изделий; не производится учет профиля струи на этапе ее траекторного движения и взаимодействия с различными материалами; форма каверны в материале принимается цилиндрической и полагается равной диаметру струи (выходному диаметру сопла). Кроме того, данная модель не позволяет проводить учет влияния материала подложки на процессы резания и разрушения покрытия как с точки зрения неоднородности свойств материала, в который осуществляется проникание - испытуемый материал полагается полубесконечным, так и при учете адгезионных свойств материала покрытия при отрыве его от подложки.

Целью данной работы является предварительная экспериментальная оценка влияния профиля струи, материала подложки и режимов обработки на эффективность процесса резания материала теплозащитного покрытия.

Кроме того, ткань покрытия АТ-1С на основе силиката магния, и клеевой компонент ВК-200, в состав которого входят бутадиеен-нитрильный каучук и фенолформальдегидная смола, исполь-

зуемые в конкретном изделии, не являются широко распространенными, и экспериментальные данные по гидрорезанию данного материала, в частности, по коэффициенту демпфирования, отсутствуют, что вносит определенную погрешность при расчете параметров резания. Значительную сложность оказывает и неоднородность структуры материала покрытия, как по длине, так и по толщине образца, поэтому еще одной из задач эксперимента является уточнение механических свойств материала покрытия.

Так, на рис. 1 изображен график зависимости глубины проникания гидромониторной струи в материал покрытия в зависимости от времени для различных давлений, реализуемых источником высокого давления. Для проведения эксперимента необходимая толщина образца получалась путем склеивания между собой слоев покрытия клеевым составом, идентичным данному. Образец при испытании помещался в специальное устройство, исключающее прорыв жидкости вдоль радиальных плоскостей, образованных слоями покрытия. Глубина проникания  $h = 15$  мм соответствует толщине испытуемого образца (сквозному резу в материале образца). В эксперименте использовалось сопло диаметра  $0,5$  мм при расстоянии от лицевого торца сопла до поверхности образца  $l = 15$  мм. Анализ графика позволяет судить о предпочтительности использования более высокого давления для обработки материала с точки зрения быстродействия.

На рис. 2 изображен график зависимости ширины эффективного диаметра струи, а на рис. 3 - ширины соответствующего ему капель-

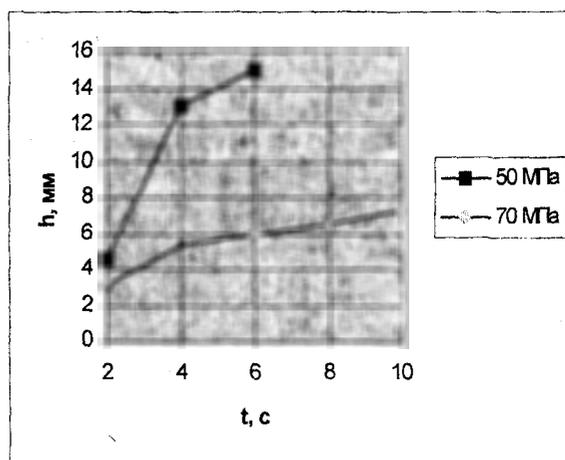


Рис. 1. - Зависимость глубины проникания струи от времени для различных давлений

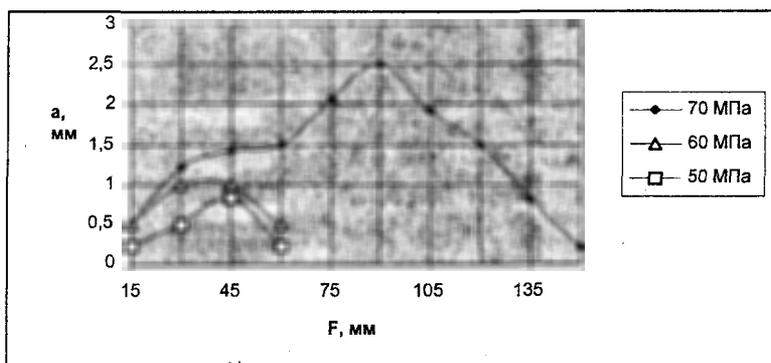


Рис. 2. – Зависимость ширины реза от расстояния сопла до поверхности образца для различных давлений

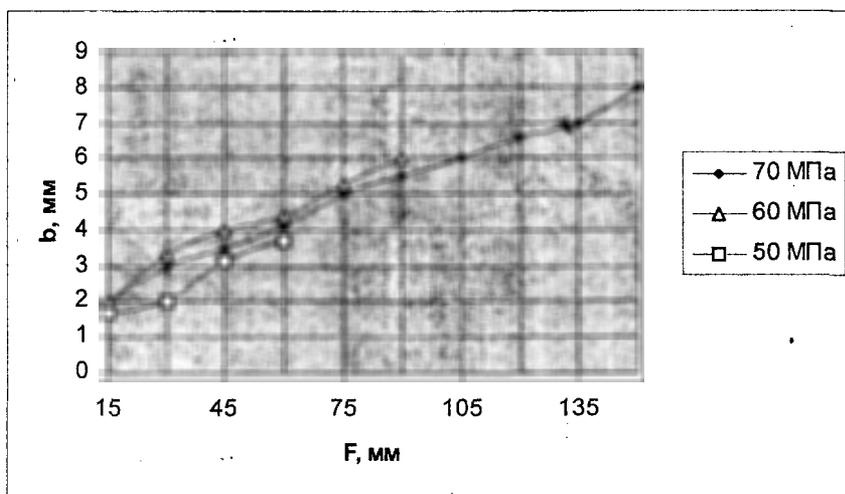


Рис. 3. – Зависимость ширины капельного следа от расстояния сопла до поверхности образца для различных давлений

ного следа, определяемых параметрами реза в зависимости от расстояния лицевого торца сопла до образца для различных давлений. В качестве образцов были использованы металлические пластины с нанесенными на них покрытиями различной прочности таким образом, чтобы наименьшая прочность соответствовала наружному слою. Эксперименты проводились для сопла диаметром 0,5 мм.

Из графиков видно, что ширина капельного следа увеличивается с удалением сопла от образца для любых давлений, при этом ширина реза вначале утолщается до максимального значения, а затем утоньшается и происходит потеря сплошности реза. Для всех исследуемых давлений определены оптимальные расстояния от лицевого торца сопла до поверхности образца.

Для оценки влияния металлической подложки на процесс резания материала покрытия для не-

скольких образцов материала покрытия на подложке был осуществлен рез с различными скоростями подачи и давлениями, а затем аналогичные опыты были проведены только для материала покрытия без подложки. После сравнения результатов - ширины реза в материале покрытия на подложке и без - можно сделать вывод о несущественном влиянии подложки на процесс резания покрытия для невысоких давлений (50–60 МПа). При увеличении давления до 70 МПа и выше происходит значительное увеличение ширины реза покрытия на подложке за счет бокового течения жидкости, обусловленного более высокой энергетикой струи. Хотя получение «чистого» реза возможно лишь при относительно невысокой скорости подачи – порядка 12 мм/сек, при значительном давлении подложка оказывает, в целом, положительное влияние на эффективность удаления покрытия.

Таким образом, проведенные исследования позволяют сделать заключение о существенном влиянии варьируемых параметров на процесс удаления теплозащитного покрытия и внесении необходимых изменений и дополнений в принятую для расчета модель. Вместе с тем, для получения величин уточняющих коэффициентов и выдачи конкретных рекомендаций по выбору рациональных конструктивных параметров процесса удаления покрытия необходимо проведение большего числа разнообразных экспериментов, что планируется в дальнейшем.

#### Литература:

1. Хашиш М. Теоретическое и экспериментальное исследование проникания непрерывной струи в твердую среду. / М. Хашиш, М.П. Дюнлесси. – М.: Конструирование, 1978. – Т.100. – №1. – С.280-286.

УДК 621.926.084

Д-р техн. наук проф. А. П. Сергиев,  
асп. А. С. Мальцев

(Старооскольский технологический институт (филиал) Московского  
государственного института стали и сплавов (технологического университета).  
Россия, г. Старый Оскол, Тел/факс: (0725)32-43-61. E-mail: [misis@oskolnet.ru](mailto:misis@oskolnet.ru))

## ВИБРАЦИОННАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ГРУБОДИСПЕРСНОГО ПОМОЛА СТРУЖКИ

*Processing of departures of machinebuilding industry solves one of the problems of resource caretaking technologies. For this purpose brass shaves are used as a basic material for cold pressing. There is a necessity of preliminary processing of this shaves – primary crushing, cleaning and coarse dispersible grinding. This article describes vibrational plant for coarse dispersible grinding of brass shaves.*

Процесс вторичного использования промышленных отходов решает одну из задач ресурсосберегающих технологий.

Для повторного использования латунной стружки в качестве исходного материала для холодного прессования необходимо выполнить ряд технологических операций:

1. Первичный разлом витой стружки на отрезки, соизмеримые с величиной элементной стружки, от 0,1 до 3 мм;

2. Промывку от остатков масла и СОЖ элементной и рубленой стружки;

3. Разлом на грубодисперсный порошок по принятой классификации [1].

Проведенный анализ патентов, относящихся к области измельчения различных материалов, показал применение нескольких наиболее удачных решений, которые приемлемы для дробления пластичных материалов. Это в первую очередь конические вибрационные мельницы и дробилки для измельчения различных материалов. Например, вибрационная дробилка [2], включающая в себя два соосных конических дробящих тела (ДТ), направленные вершинами вверх, которым сообщаются антифазные колебания в направлении параллельном оси симметрии, дробление осуществляется между внутренней поверхностью большего ДТ и наружной поверхностью, расположенного внутри него меньшего ДТ.

В устройстве для грохочения-дробления материала [3], измельчение производится двумя, вращающимися навстречу друг другу, барабанами, с закрепленными на поверхности параллельно оси барабана, закаленными брусками, армированными твердосплавными зубьями. Причем на промежуток между двумя брусками на одном барабанае приходится брусок на другом барабанае, что позволяет осуществлять регулирование размера получаемого помола путем выставления зазора между противоположащими брусками на барабанах.

Указанные устройства не позволяют получить продукт размола определенного гранулированного состава и требуют многократных промежуточных отсеиваний и могут использоваться только для первичного дробления витой стружки.

Для предотвращения отмеченного недостатка предлагается установка, обеспечивающая получение однородного по гранулометрическому составу грубодисперсного порошка, принципиальная схема которой

представлена на рис. 1.

Конструкция вибрационной установки для грубодисперсного помола стружки включает в себя коническую чашу 2, неподвижно закреплённую в цилиндрической станине 5. Внутренняя поверхность чаши выполнена в виде заборного и рабочего конусов и оканчивается цилиндрической поверхностью, к которой крепится лоток для сбора и вывода помола из установки.

Рабочая часть конуса имеет зубья, вершины которых совпадают с внутренней поверхностью конуса, а глубина впадин между зубьями от верха чаши равномерно уменьшается и в нижней части чаши минимальна. В чаше, на подшипниках скольжения 4 закреплённых на плоских пружинах 3, установлен конический ротор 1, поверхность которого также имеет зубья, с уменьшающейся, к нижней части глубиной впадин между зубьями, как и у чаши.

Для эффективной транспортировки подлежащего дроблению материала в рабочую область чаши и его измельчения и удаления из зоны обработки в кинематике установки предусмотрено придание ротору колебаний в вертикальной плоскости с амплитудой  $A < 0,3$  мм.

Частота колебаний может быть кратна частоте вращения ротора и задается количеством кулачков в командном диске 6.

Закон колебаний, величина амплитуды и частота задаются профилем кулачка 6. Оптимальный профиль кулачка уточняется экспериментально в зависимости физико-механических характеристик размалываемого материала.

Частицы, подлежащего измельчению материала в виде предварительно размолотой стружки до отрезков 2...3 мм, из заборной части чаши попадают в рабочую часть, где осуществляется их измельчение зубьями чаши и ротора. В положении, когда вершины зубьев ротора находятся против вершин зубьев чаши (рис. 2, а). Величина полости между зубьями  $d$  максимальна и частицы проваливаются, в образовавшуюся полость, до глубины ограниченной сужающимся пространством между конусами ротора и чаши (рис. 3). Измельчение стружки происходит, за счёт вращения ротора, разрывающего частицу пополам (рис. 2, б). Поскольку глубина впадин между зубьями чаши равномерно уменьшается, то дисперсность помола постепенно уменьшается. Конечные параметры размола зада-

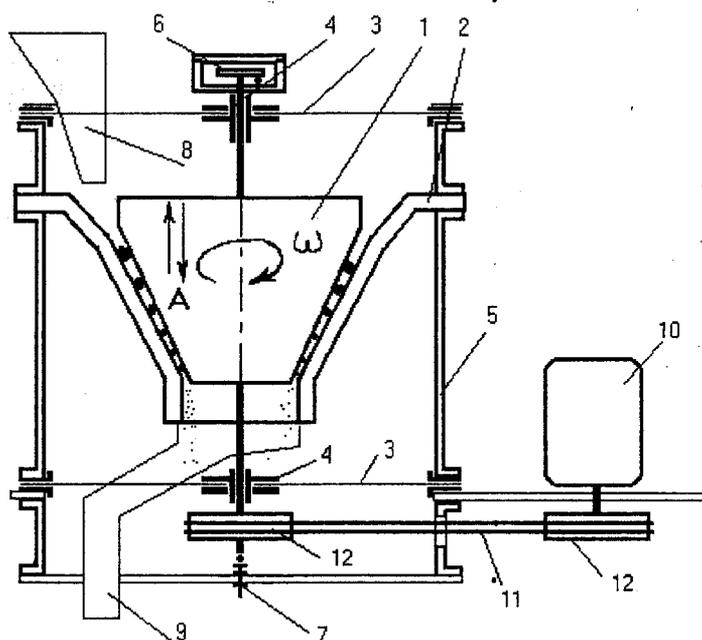


Рис. 1. – Принципиальная схема установки:

- 1 – ротор; 2 – чаша; 3 – рессора; 4 – подшипниковая опора; 5 – станина; 6 – командный диск; 7 – регулируемая опора; 8 – лоток для загрузки материала; 9 – лоток для сбора помола; 10 – электродвигатель; 11 – клиноременная передача; 12 – сменные шкивы

ются глубиной впадины нижней части чаши и в рассматриваемой установке устанавливаются на получение частиц грубодисперсного помола средним диаметром  $d = 0,3$  мм.

Для исключения возможного зацепления зубьев ротора с зубьями чаши, т.е. для обеспечения гарантированного зазора  $\Delta$  между зубьями чаши и ротора в установке предусмотрена регулируемая по высоте опора нижнего конца вала ротора, 7. Лоток 8 служит для загрузки размалываемого материала, а лоток 9 для выгрузки продуктов размола. Вращение ротора осуществляется от электродвигателя 10, через клиноременную передачу 11. Частота вращения ротора регулируется соотношением диаметров шкивов 12.

Во избежание выхода установки из строя из-за наступления резонанса, необходимо обеспечить работу в устойчивой дорезонансной зоне. Рассмотрим установку как колебательную систему, состоящую из двух масс: ротора и чаши с основанием, без учета массы размалываемого материала,

увеличивающего диссипацию системы.

Принципиальная расчетная схема установки представлена на рис. 4.

Ротор массой  $m1$  колеблется в общей сложности на 6 плоских пружинах (три на верхней опоре, три на нижней), таким образом, каждая опора упруго связана с чашей ( $m2$ ) и общая жесткость всех шести рессор на расчетной схеме представлена эквивалентной жесткостью  $k$ , равномерно распределенная между верхними и нижними опорами  $k1 = k2 = k/2$ . Вязкое сопротивление верхних и нижних опор системы задано постоянными коэффициентами при первой степени скорости  $c1 = c2 = c/2$ .

Так как чаша жестко закреплена на станине, то упругими связями массы  $m2$  с окружающей средой можно пренебречь, т.е. считать её неподвижной. [4].

Для определения условий устойчивого функционирования установки в дорезонансной зоне запишем закон движения системы в виде уравнения (1), приняв допущение, что масса ротора  $m1 \ll m2$  массы чаши со станиной, включая электродвигатель.

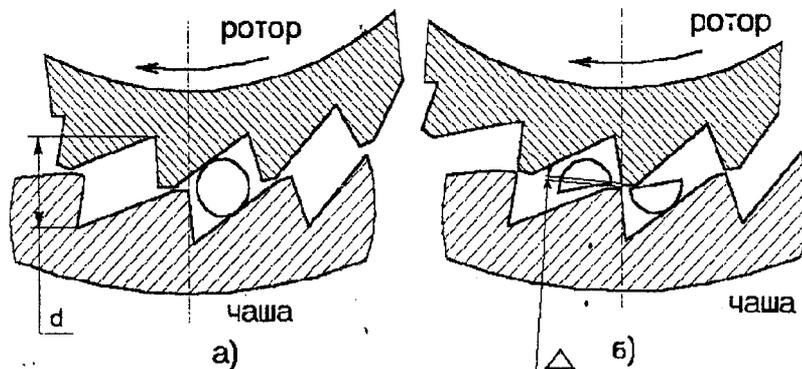


Рис. 2. – Схема дробления размалываемых частиц (горизонтальное сечение)

$$M \ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t), \quad (1)$$

где  $M$  – масса ротора  $m1$ ;

$k = 6k$  пружин;

$c = 6c$  ПРУЖ ;

$F(t)$  – возмущающая сила, заданная периодической функцией с угловой частотой  $\omega$  с<sup>-1</sup>.

Считая вязкое сопротивление малым и пренебрегая величиной диссипативных сил тонкого слоя размалываемого материала, частоту свободных колебаний системы можно определить из выражения (2):

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{M_{np}}}, \quad (2)$$

1. Значения  $\omega_{рез}$  от жесткости рессор. Результаты расчета

Ширина рессоры $b$ , мм	Момент инерции сечения рессоры, $I$ , $10^6$ см <sup>4</sup>	Жесткость рессоры $k$ , $10^3$ кг/см	Угловая скорость $\omega_{рез}$ , рад/с	Число оборотов $n$ , об/мин
65	542	16	319,28	3050
60	500	15,6	306,7	2930
55	458	14,3	293,6	2805

После подставим в формулу (2) значение суммарной жесткости рессор где  $k = 6 \frac{192 EI \zeta}{l^3}$ , получим окончательно формулу (3) для вычисления резонансной частоты:

$$\omega_{рез} = \sqrt{6 \frac{192 EI \zeta}{l^3 M}}, \quad (3)$$

где  $E$  – модуль упругости материала пружин;

$I$  – момент инерции сечения рессоры, см<sup>4</sup>;

$\zeta$  – коэффициент заземления рессоры (принимается 0,2);

$l$  – длина незащемленной части рессоры;

$M$  – масса ротора, кг.

Полученные на основе эскизного проекта установки значения массы ротора  $m1 = 26$  кг, позволяют вычислить значения резонансной угловой скорости и  $\omega_{рез}$  при различных параметрах упругих рессор.

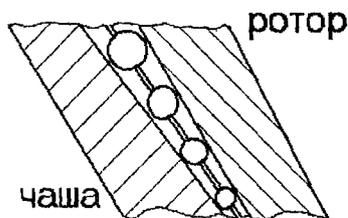


Рис. 3. – Схема движения размолотых частиц по высоте (вертикальное сечение)

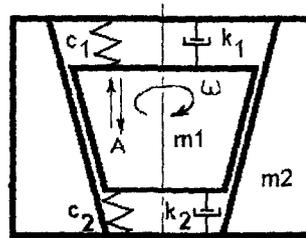


Рис. 4. – Принципиальная расчетная схема установки

Результаты расчёта, проведенного для трех вариантов размеров ширины рессор при постоянной их толщине равной 1,5 мм, сведены в табл. 1.

Технологический режим вибропомола, обеспечивающий требуемую производительность установки достигается при оборотах вала ротора 1500 – 1600 об/мин, из табл. 1 следует, что установка будет работать в устойчивой дорезонансной зоне, при наличии одного кулачка на командном диске, задающем частоту вертикальных колебаний ротора. При наличии двух кулачков на командном диске частоты вертикальных колебаний находится вблизи резонанса. При использовании 4 и более кулачков система будет совершать колебания в далеко зарезонансной зоне, переходя через режим резонансных колебаний через виброударный режим, амплитуда которого задается регулируемой опорой 7 (см. рис. 1).

Преимущество применения того или иного режима колебаний будет уточнено при экспериментальных исследованиях.

Литература:

1. Порошки цветных металлов. Справочник. /Под. ред. С.С. Набойченко. – М.: Металлургия, 1997. – 540с.
2. Патент 1733099 А2 СССР. Кл. В02 С 19/16. Вибрационная дробилка. / В.А. Конев и др. / Опубл. в Б.И., 1992 – №18.
3. Патент 2046682 С1 РФ Кл.6 В07 В 1/40. Устройство для грохочения-дробления материала. /Д.В. Труфанов и др. / Опубл. в Б.И., 1995. – №30.
4. Вибрации в технике. Справочник в шести томах. / Под. ред. Э.Э. Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. – Т.6. – 509с.

УДК 621.9

Д-р техн. наук, проф. Ю.С. Степанов, канд. техн. наук Г.В. Барсуков,  
канд. техн. наук Е.А. Белкин  
(Орловский государственный технический университет)  
Россия, г. Орел, тел. (0862)419877, e-mail: upk@ostu.ru

## МОДЕЛИРОВАНИЕ СКОЛА АБРАЗИВНОГО ЗЕРНА В РЕЗУЛЬТАТЕ УДАРА О ПОВЕРХНОСТЬ МАТЕРИАЛА

*In this paper the module geometrical model (MGM) of the surface microrelief, allowing to estimate the technological factors effect upon surface microgeometry formation at various kinds of parts working by cutting, in particular, after grinding and abrasive water jet working is offered.*

К деталям, изнашивающимся под воздействием концентрированных источников энергии содержащих абразивные частицы, относится многочисленная группа деталей рабочих органов и инструментов горных, строительных, дорожных и многих других машин, а также элементов оборудования металлургических предприятий. В контакте деталей с массой движущихся твердых частиц происходит интенсивное разрушение поверхностного слоя, вследствие чего сроки службы деталей резко снижаются.

Контакт твердой частицы с поверхностью детали осуществляется на площадках малой величины, поверхность которых традиционно рассматривается сферической, вне зависимости от формы всей частицы в целом.

Однако от размеров и формы частицы зависят тангенциальные и радиальные силы взаимодействия, создающие большие нагрузки на поверхность детали, вплоть до предельных, вызывающих разрушение материала.

Если возникающие в зерне напряжения превышают предел прочности абразивного материала, то зерно разрушается и контакт перестает существовать. Вместо него возникают несколько новых контактов, каждый со своей характеристикой напряженности [1].

Известно, что абразивы, изготовленные из хрупких кристаллических материалов: горные породы, чугун, стекло и т.д. при обычных испытаниях на основе сжатия начинают разрушаться по поверхностям, косо наклонным к направлению сжатия под углом всегда меньшим 45°. У полированных образцов перед началом разрушения можно наблюдать пересекающиеся под углом линии скольжения.

Если материал абразивного зерна неоднороден или имеет микротрещины, то линии скольжения могут быть кривыми. Однако, несмотря на это, вероятность появления острых и тупых углов при вершинах зерен одинакова. Средний угол должен быть равен 90°, а геометрическая форма зерна в произвольном сечении – приближается к паралле-

лограмму.

Определим геометрию абразивного зерна после скалывания одного его фрагмента.

Пусть форма зерна представлена в виде модульной геометрической модели [2]. За время контакта зерна с материалом, на каждый модуль поверхности зерна, внедренный в материал, действует в его вершине сила  $\vec{F}_i$  (где  $i = 1, \dots, n$  - число внедренных в материал модулей). Промежуток времени, за который происходит контакт зерна с материалом, составляет доли секунды, т.е. достаточно мал. Поэтому векторное поле сил  $\vec{F}_i$  можно считать в данном промежутке времени стационарным, т.е. не зависящим от времени. Контакт зерна с материалом включает внедрение зерна в материал, процарапывание канавки, выход зерна из материала. Процарапывание канавки включает процесс упрочнения материала, пластического оттеснения и микрорезания. В дальнейшем расчете считаем, что контакт зерна с материалом происходит в процессе удара (рис. 1).

Усредним векторное поле  $\vec{F}_i$ , т.е. определим  $|\vec{F}_i|$  – среднее значение модуля сил  $\vec{F}_i$  и  $\bar{\alpha}_j$  – среднее значение углов  $\alpha_{ji}$ . Углы  $\alpha_{ji}$  ( $i = 1, 2, 3$ ) это углы, которые ориентируют вектор  $\vec{F}_i$  относительно координатных осей произвольно выбранной прямоугольной системы координат  $x_1x_2x_3$ , начало которой расположено в центре масс зерна (рис. 2). Точки приложения сил  $\vec{F}_i$  находятся в вершинах модулей.

Среднее значение модуля сил  $\vec{F}_i$ :

$$|\vec{F}_i| = \frac{1}{S} \sum_{i=1}^{i=n} |\vec{F}_i| S_i,$$

где  $S_i$  – площадь поверхности модуля  $i$ ,  $S = \sum_{i=1}^{i=n} S_i$ .

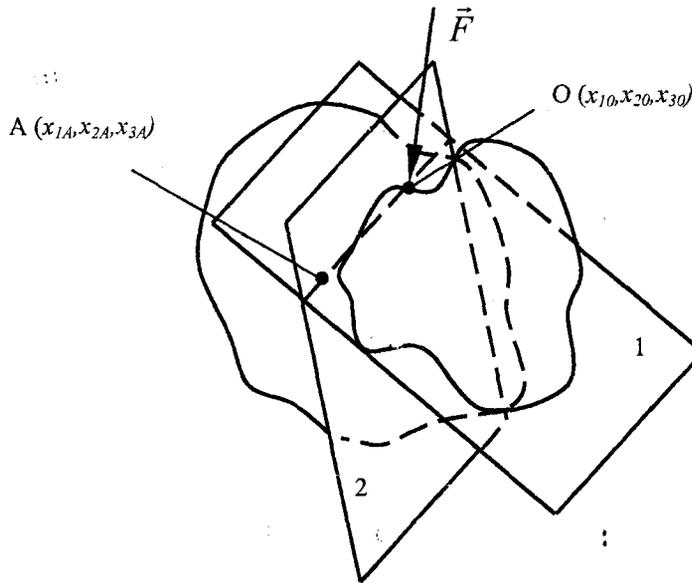


Рис. 1. – Ориентация секущей плоскости:

$\vec{F}$  – средняя сила;  $O$  – точка приложения силы  $\vec{F}$ ;  $A$  – точка на плоскости 1;  
1 – плоскость ортогональная к вектору силы  $\vec{F}$ ; 2 – секущая плоскость

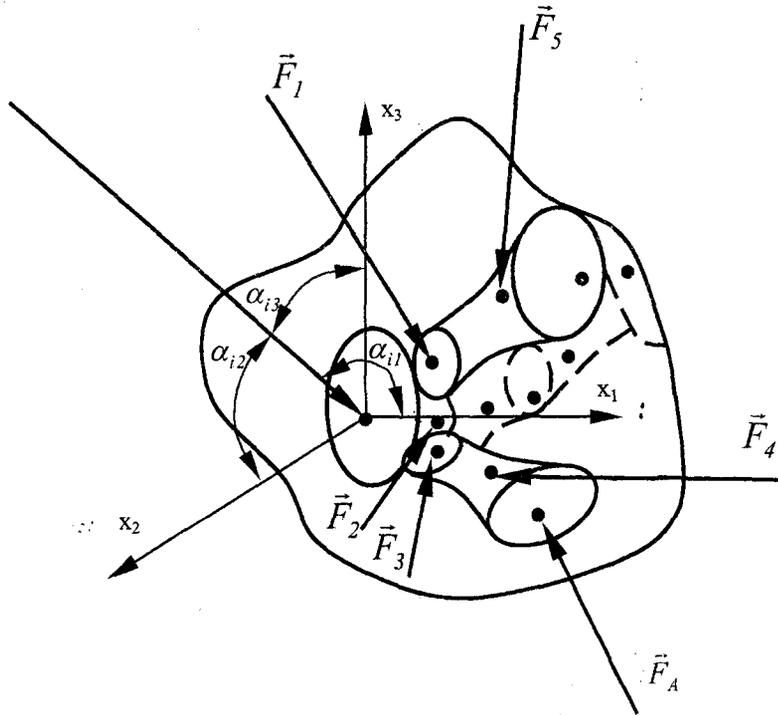


Рис. 2. – Силы взаимодействия зерна и материала детали:

$\vec{F}_A$  – максимальная сила;  $\vec{F}_1... \vec{F}_i$  – силы взаимодействия

Среднее значение углов  $\alpha_j$  определяется по среднему значению направляющих косинусов. Так как направления векторов сил  $\vec{F}_i$  – равновероятны, то среднее значение направляющих косинусов рассчитывается, как среднее арифметическое:

$$\cos \bar{\alpha}_j = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{i=n} \cos_{ij},$$

где  $j = 1, 2, 3$ .

Точка приложения средней силы  $\vec{F}$ , имеющей модуль  $|\vec{F}|$  и направление  $\cos \bar{\alpha}_j$ , определяется следующим образом:

$$m = \frac{1}{S} \sum_{i=1}^{i=n} i S_i,$$

где  $m$  – номер модуля, вершина которого является точкой приложения средней силы  $\vec{F}$ .

Площадь поверхности  $i$ -того модуля –  $S_i$ , рассчитывается для определенного вида соприкасающегося параболоида: плоскости, седла, эллиптического параболоида, параболического цилиндра с учетом пересечения с соседними модулями.

Согласно волновой теории при мгновенном приложении нагрузки от материала к зерну, которое считаем упругой средой, в зерне будет распространяться возмущение, волны которого допустимо рассматривать как плоские. В результате ударной нагрузки зерно подвергается деформации сжатия. Область возникновения продольной упругой волны, соизмерима с размерами зерна. Отсюда делаем заключение: точечные источники первичных волн – силы  $\vec{F}_i$ , формируют плоский фронт волны.

В соответствии с законом сохранения импульса тела:

$$\left| \vec{F}_i \right| \tau = mv = u \rho \bar{S}_i c \tau,$$

где  $\left| \vec{F}_i \right|$  – среднее значение модуля сил  $\vec{F}_i$ ;

$\tau$  – время взаимодействия материала и зерна;

$m$  – масса скалываемого фрагмента зерна;

$v$  – скорость, приобретенная скалываемым фрагментом в момент отделения от зерна;

$u$  – скорость перемещения частиц материала зерна;

$\rho$  – плотность материала зерна;

$\bar{S}_i$  – среднее значение сечения зерна в направлении средней силы  $\vec{F}$ ;

$c$  – скорость распространения волны.

В соответствии с законом сохранения механической энергии:

$$\left| \vec{F}_i \right| u \tau = \frac{mv^2}{2}.$$

Сделав соответствующие расчеты определим массу скалываемого фрагмента:

$$m = 1/2 \rho \bar{S}_i c \tau.$$

Форма поверхности зерна, после скалывания, определяется следующим образом.

Через модульную геометрическую модель абразивного зерна проводим плоскость так, чтобы она проходила через точку приложения средней силы  $\vec{F}$ . Ориентируем плоскость по отношению к сис-

теме координат  $x_1, x_2, x_3$  так, чтобы с одной стороны, она отсекала объем зерна равный:

$$V = 1/2 \bar{S}_i c \tau.$$

Это и есть скалываемый фрагмент абразивного зерна.

Ориентация плоскости осуществляется следующим образом.

Определяется плоскость, проходящая через точку  $O(x_{10}, x_{20}, x_{30})$  приложения вектора средней силы  $\vec{F}$  ортогонально к этому вектору (рис. 1):

$$F_{x_1}(x_1 - x_{10}) + F_{x_2}(x_2 - x_{20}) + F_{x_3}(x_3 - x_{30}) = 0,$$

где  $F_{x_1}, F_{x_2}, F_{x_3}$  – проекции вектора  $\vec{F}$ .

На этой плоскости задается точка  $A$  с координатами  $x_{1A}, x_{2A}, x_{3A}$ . Далее строится пучок плоскостей, для которых, осью является прямая, проходящая через точки  $(x_{10}, x_{20}, x_{30})$  и  $(x_{1A}, x_{2A}, x_{3A})$ :

$$F_{x_1}(x_1 - x_{10}) + F_{x_2}(x_2 - x_{20}) + F_{x_3}(x_3 - x_{30}) + \zeta [A(x_1 - x_{1A}) + B(x_2 - x_{2A}) + C(x_3 - x_{3A})] = 0,$$

где  $\zeta$  – параметр пучка,

$A, B, C$  – коэффициенты:

$$A = \begin{vmatrix} x_{20} - x_{2A} & x_{30} - x_{3A} \\ F_{x_2} & F_{x_3} \end{vmatrix};$$

$$B = \begin{vmatrix} x_{10} - x_{1A} & x_{30} - x_{3A} \\ F_{x_1} & F_{x_3} \end{vmatrix};$$

$$C = \begin{vmatrix} x_{10} - x_{1A} & x_{20} - x_{2A} \\ F_{x_1} & F_{x_2} \end{vmatrix}.$$

Численными методами рассчитывается замкнутая кусочно-непрерывная кривая пересечения модульной модели зерна с плоскостью из данного пучка при произвольном параметре  $\zeta$ .

Объем части зерна ограниченной конической поверхностью и поверхностью модулей, расположенных на скалываемой поверхности (рис. 3):

$$V_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{i=N} V_i,$$

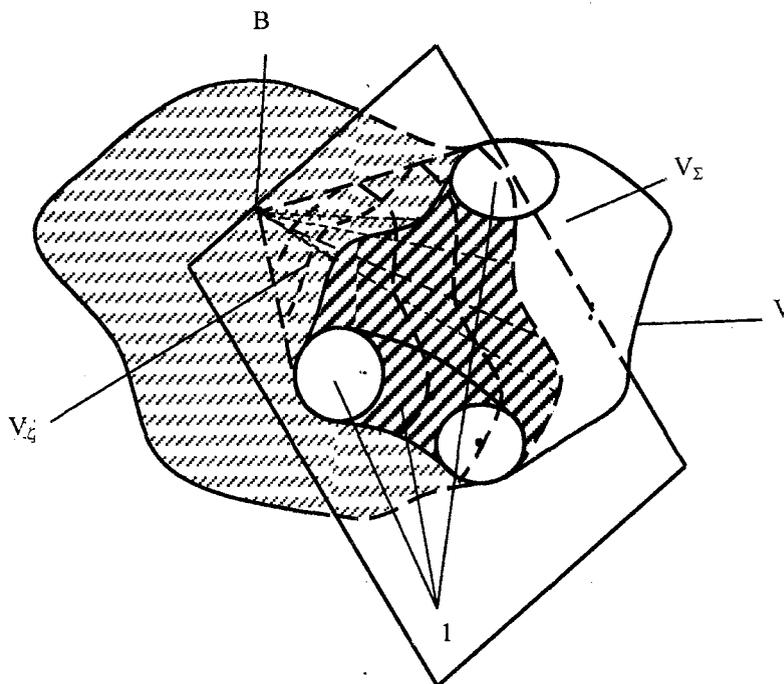


Рис. 3. – К расчету скалываемого объема зерна:  
B – центр масс зерна; 1 – модули геометрической модели зерна

где  $N$  – число модулей, через которые проходит секущая плоскость;

$V_i$  – объем модуля геометрической модели зерна в сферической системе координат  $R, \varphi, \theta$  связанной с центром масс зерна:

$$V_i = \frac{1}{6} (\varphi_{2i} - \varphi_{1i}) (\theta_{2i} - \theta_{1i})^2 C,$$

где  $\varphi_{1i}, \varphi_{2i}, \theta_{1i}, \theta_{2i}$  – координаты ограничивающие объем модуля;

$$C = \frac{a_{34} + (a_{34}^2 - a_{33}a_{44})^{1/2}}{a_{33}},$$

где  $a_{33}, a_{34}, a_{44}$  – коэффициенты аналитического представления соприкасающегося параболоида.

Объем части зерна от секущей плоскости в сферической системе координат  $V_\zeta$  (т.е. части зерна ограниченной конической поверхностью и плоскостью), зависит от параметра  $\zeta$ , так же, как и объем  $V_\Sigma$ .

Тогда для ориентации искомой плоскости можно определить параметр  $\zeta$  из уравнения (рис. 3):

$$V = V_\Sigma - V_\zeta,$$

где  $V$  – объем скалываемого фрагмента зерна.

Далее можно усложнить решаемую задачу. Тогда область скалывания – плоскость, заменяется на модульную геометрическую модель микрорельефа. Модель микрорельефа рассчитывается на основе экспериментальных данных для данного материала зерна и заданной нагрузки.

Замечание.

Координаты точки  $A: x_{1A}, x_{2A}, x_{3A}$  определяются, как координаты проекции на плоскость, ортогональную к вектору  $\vec{F}$  – точки приложения максимальной силы  $\vec{F}_i$ .

Работа выполняется при финансовой поддержке РФФИ в рамках гранта ЦЧР 03-01-96466.

#### Литература:

1. Виноградов В.Н. Абразивное изнашивание. / В.Н. Виноградов, Т.М. Сорокин – М.: Машиностроение, 1990. – 222с.
2. Степанов Ю.С. Моделирование топографии микрорельефа в пространстве Римана при диагностике поверхностного слоя конструкционных материалов. / Ю.С. Степанов, Г.В. Барсуков, Е.А. Белкин // Контроль. Диагностика, 2001. – № 4. – С.12–16.

УДК 62-181.001.24

Канд. техн. наук В. Ф. Начвай  
(Орловский государственный институт экономики и торговли)  
г. Орёл, т. (0862) 95066

## УНИВЕРСАЛЬНАЯ МЕТОДИКА РЕШЕНИЯ СБОРОЧНЫХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ (СРЦ) МЕТОДОМ ПРИГОНКИ НА ОСНОВЕ ВЕРОЯТНОСТНОГО РАСЧЁТА

*In clause the universal technique of the decision of the assembly dimensional circuits (ADC) is stated, allowing most rationally to use advantages of methods of adjustment and likelihood calculation.*

Наиболее адекватным решением многозвенных СРЦ, раскрывающим объективно действующие размерные связи, в том числе, при сборке узлов методом пригонки, является решение на основе вероятностного расчёта. Использование вероятностного расчёта СРЦ обеспечит ещё большее уменьшение трудоёмкости сборки узлов, как за счёт увеличения процентного количества узлов, собираемых без какой-либо пригонки компенсатора, так и за счёт уменьшения припусков, подлежащих снятию при подгонке компенсатора. Но, как известно, вероятностный расчёт допускает некоторый риск получения отрицательного расчётного припуска для некоторого процента количества собираемых узлов, что недопустимо для метода пригонки. В этом проявляется основной недостаток вероятностного расчёта. Однако, предусмотрев заранее небольшой процент количества компенсаторов увеличенных размеров, т.е. размеров, определённых из условия получения гарантированного положительного припуска, например, по известной в литературе методике [1; 2], можно рационально использовать достоинства обоих методов расчёта.

Ниже изложена универсальная методика решения СРЦ методом пригонки, предлагаемая автором.

**Последовательность решения СРЦ методом пригонки на основе вероятностного расчёта.**

Первые пять этапов (пунктов) решения СРЦ методом пригонки на основе вероятностного расчёта полностью идентичны с расчётами методом «максим». Кратко напомним их.

1. Выявляют СРЦ в форме замыкающего звена.
2. Выбирают компенсатор и устанавливают, к какой группе звеньев (увеличивающих или уменьшающих) относится выбранный компенсатор.
3. Устанавливают номинальные размеры на все нестандартные звенья, кроме компенсатора.
4. По уравнению номиналов СРЦ находят номинальный размер компенсатора  $A_K$ . Записывают

уравнение СРЦ в усечённом виде через разрыв цепи  $Y$ :

– уравнение номиналов (если компенсатор уменьшающее звено):

$$A_{\Delta} = Y - A_K, \quad (1)$$

– уравнение координат середин полей рассеивания:

$$\Delta \omega A_{\Delta} = \Delta \omega Y - \Delta A_K. \quad (2)$$

5. На все нестандартные составляющие звенья (кроме компенсатора) назначают экономически приемлемые стандартные допуски и отклонения. На компенсатор устанавливают только стандартный экономически приемлемый допуск.

6. Определяют параметры вероятностного разрыва цепи ( $Y$ ;  $\Delta \omega Y$ ;  $\omega Y$ ;  $B \omega Y$ ;  $H \omega Y$ ):

– номинальное значение  $Y$ :

$$Y = \sum_{i=1}^n A_i - \sum_{n+1}^{m-2} A_i, \quad (3)$$

– координату середины поля рассеивания разрыва цепи  $\Delta \omega Y$  ( $\Delta \omega Y$  для упрощения расчётов принимают без учёта асимметрии кривых нормального распределения вероятностей):

$$\Delta \omega Y = \sum_{i=1}^n \Delta \omega A_i - \sum_{n+1}^{m-2} \Delta \omega A_i, \quad (4)$$

– поле рассеивания вероятностного разрыва цепи  $\omega Y$  по формуле:

$$\omega Y = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-2} \lambda_i T A_i^2}, \quad (5)$$

где  $t_{\Delta}$  – коэффициент риска, характеризующий ожидаемый процент брака. Для закона нормального распределения и упрощения расчётов примем  $t_{\Delta} = 3$  ( $P = 0,27\%$ );

$\lambda_i$  – коэффициент, характеризующий закон распределения  $i$ -того составляющего звена. Для закона нормального распределения  $\lambda_i = 1/9$ .

Для  $t_{\Delta} = 3$  и  $\lambda_i = 1/9$  формула (5) упрощается и имеет вид:

$$\omega Y = \sqrt{\sum_{i=1}^{m-2} TA_i^2}, \quad (6)$$

– предельные отклонения вероятностного разрыва цепи  $B\omega Y$  и  $H\omega Y$  по формуле:

$${}^B_H Y = \Delta\omega Y \pm \omega Y/2. \quad (7)$$

7. Находят рассеивание размеров замыкающего звена, которое имеет место быть при установленных экономически приемлемых допусках на все составляющие размеры, включая компенсатор и стандартные звенья, через уравнение (1) в усечённом виде по формуле:

$$\omega A_{\Delta} = \sqrt{\omega Y^2 + TA_K^2}. \quad (8)$$

8. Находят наибольшую вероятностную величину компенсации  $\delta_{КНБ}$ :

– для схемы на рис.1, б):

$$\delta_{КНБ} = \omega A_{\Delta} - TA_{\Delta}^K, \quad (9)$$

– для схемы на рис.1, в):

$$\delta_{КНБ} = 0,5(\omega A_{\Delta} - TA_{\Delta}^K). \quad (10)$$

9. Находят размеры компенсатора  $A_K$  в зависимости от выбранной схемы перекрытия –  $TA_{\Delta}^K$  и  $\omega A_{\Delta}$  (см. рис. 1).

Рассмотрим два варианта вероятностного расчёта СРЦ:

– по схеме перекрытия, когда выполняется условие  $B\omega A_{\Delta} = BA_{\Delta}^K$  (рис.1, б);

– по схеме перекрытия, когда выполняется условие  $\Delta\omega A_{\Delta} = \Delta A_{\Delta}^K$  (рис. 1, в).

Заштрихованные сеточкой площади  $F_2$  на схемах рис.1, б и рис. 1, в соответствуют процентному количеству узлов, собираемых без пригонки компенсатора. Из сравнения этих площадей на схемах видно, что при определении размеров компенсатора из условия симметричного расположения поля допуска замыкающего звена, заданного конструктором, относительно середины поля рассеивания замыкающего звена, имеющего место быть при экономически приемлемых допусках на состав-

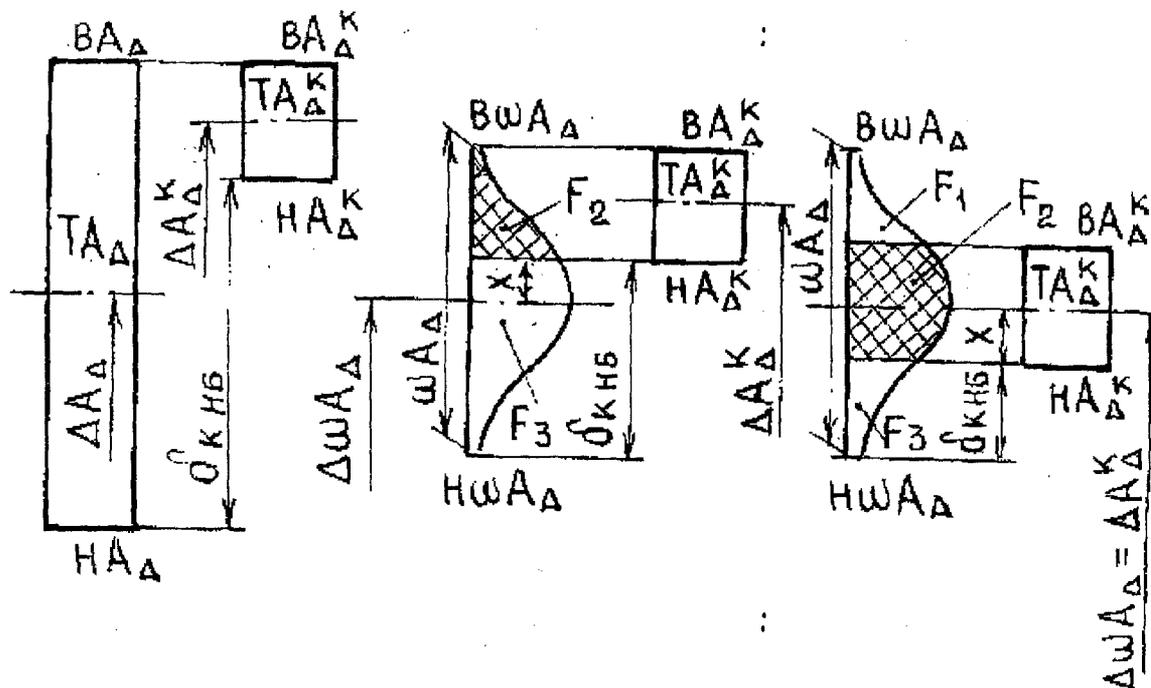


Рис. 1. – Возможные схемы перекрытия поля рассеивания  $\omega A_{\Delta}$  и заданного конструктором поля допуска  $TA_{\Delta}^K$ :

- а – при расчёте методом «макс-мин» для исходного условия  $BA_{\Delta} = BA_{\Delta}^K$ ;
- б – при вероятностном расчёте для исходного условия  $B\omega A_{\Delta} = BA_{\Delta}^K$ ;
- в – при вероятностном расчёте для исходного условия  $\Delta\omega A_{\Delta} = \Delta A_{\Delta}^K$  (при симметричном перекрытии  $\omega A_{\Delta}$  и  $TA_{\Delta}^K$ )

ляющие звенья СРЦ, процентное количество узлов, собираемых без пригонки, будет максимальным. Поэтому следует признать такую схему наиболее рациональной с точки зрения уменьшения трудоёмкости пригоночных работ.

Известно, что площадь, ограниченная кривой нормального распределения и осью абсцисс, равна единице (100 %). Площадь половины симметричной кривой равна 0,5 (50 %). Площадь на некотором участке  $X$  от центра группирования (см. рис. 1, б и рис. 1, в) рассчитывается по формуле:

$$F = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_0^X e^{-X^2/2\sigma^2} dX, \quad (11)$$

где  $\sigma$  - среднеквадратическое отклонение размеров замыкающего звена, определяемое для практических целей и закона нормального распределения

$$\sigma = \omega A_{\Delta} / 6. \quad (12)$$

Произведя замену переменной интегрирования  $X/\sigma = Z$ , формулу (11) можно заменить нормированной функцией Лапласа  $\Phi(Z)$ , значения которой табулированы [4].

9,а. Найдём размеры компенсатора для схемы (см. рис. 1, б) из условия:

$$B\omega A_{\Delta} = BA_{\Delta}^K,$$

или через координаты середин полей рассеивания (допусков):

$$\Delta\omega A_{\Delta} + 0,5\omega A_{\Delta} = \Delta A_{\Delta}^K + 0,5 TA_{\Delta}^K, \quad (13)$$

откуда найдём:

$$\Delta\omega A_{\Delta} = \Delta A_{\Delta}^K - 0,5(\omega A_{\Delta} - TA_{\Delta}^K). \quad (14)$$

Так как  $\omega A_{\Delta} - TA_{\Delta}^K = \delta_{КНБ}$ , то формула (14) будет иметь вид:

$$\Delta\omega A_{\Delta} = \Delta A_{\Delta}^K - 0,5 \delta_{КНБ}, \quad (15)$$

подставляя (15) в (2) получим:

$$\Delta A_{\Delta}^K - 0,5 \delta_{КНБ} = \Delta\omega Y - \Delta A_K, \quad (16)$$

откуда найдём координату середины поля допуска компенсатора:

$$\Delta A_K = \Delta\omega Y - \Delta A_{\Delta}^K + 0,5 \delta_{КНБ}. \quad (17)$$

Предельные отклонения компенсатора через координату середины поля допуска определяют по формуле:

$${}^B_H A_K = \Delta A_K \pm TA_K/2. \quad (18)$$

9,б. Для симметричной схемы (см. рис. 1, в):

$$\delta_{КНБ} = 0,5(\omega A_{\Delta} - TA_{\Delta}^K), \quad (19)$$

размеры компенсатора  $A_K$  находят из условия:

$$\Delta\omega A_{\Delta} = \Delta A_{\Delta}^K. \quad (20)$$

Произведя замену (20) в формуле (2), получим:

$$\Delta A_{\Delta}^K = \Delta\omega Y - \Delta A_K, \quad (21)$$

откуда

$$\Delta A_K = \Delta\omega Y - \Delta A_{\Delta}^K. \quad (22)$$

Найдя  $\Delta A_K$ , устанавливают размеры (предельные отклонения) компенсатора по формуле (18) для симметричной схемы перекрытия:

$${}^B_H A_K = \Delta A_K \pm TA_K/2.$$

10. Установив размеры компенсатора, и зная заданную конструктором точность замыкающего звена, решая уравнение СРЦ в усечённом виде (1), находят значения разрыва цепи  $Y_2$ , соответствующие площади  $F_2$ . Зная общее значение  $Y$  и зону  $Y_2$  (см. табл. 1), находят зоны разрыва  $Y_1$  и  $Y_3$ .

11. Находят процентное количество узлов, собираемых без пригонок  $F_2$  (зона разрыва цепи  $Y_2$ ) и с пригонками компенсатора  $F_1$  и  $F_3$  (зоны разрыва  $Y_1$  и  $Y_3$ ).

Площадь  $F_2$  на кривой нормального распределения вероятностей для схемы, показанной на рис. 1, б, определяют по формуле:

$$F_2 = 0,5 - \Phi_{(Z-X/\sigma)}, \quad (23)$$

где  $\Phi_{(Z-X/\sigma)}$  - табулированная функция Лапласа [4];

$X$  - расстояние от центра группирования до ближайшей границы участка  $F_2$  (поля допуска замыкающего звена  $TA_{\Delta}^K$ , заданного конструктором), определяемое по формуле:

$$X = 0,5\omega A_{\Delta} - TA_{\Delta}^K. \quad (24)$$

Если  $X$  при определении по формуле (24) получается со знаком «минус», это означает, что пло-

щадь  $F_2$  занимает больше половины  $\omega A_\Delta$ , тогда  $F_2$  определяют по формуле:

$$F_2 = 0,5 + \Phi_{(Z=X/\sigma)} . \quad (25)$$

Общее процентное количество узлов, собираемых с пригонкой компенсатора, определяют по формуле:

$$F_1 + F_3 = 100 - F_2 . \quad (26)$$

Для схемы на рис. 1, в значение  $F_2$  находят по формуле:

$$F_2 = 2\Phi_{(Z=X/\sigma)} , \quad (27)$$

где

$$X = TA_\Delta^K / 2 , \quad (28)$$

$$\sigma = \omega A_\Delta / 6 .$$

Поскольку для симметричной схемы перекрытия  $F_1 = F_3$ , то их значения будут равны:

$$F_1 = F_3 = (100 - F_2) / 2 . \quad (29)$$

12. Проверка. Правильность решения СРЦ методом пригонки на основе вероятностного расчёта проверяют аналогично проверке правильности решения СРЦ методом пригонки на основе расчёта методом «мак-мин» и сводится к удовлетворению уравнений СРЦ для зоны  $Y_2$  ( $F_2$ ), когда точность сборки узлов обеспечивается без пригонок компенсатора (автоматически), и возможная компенсация (припуск, подлежащий снятию с компенсатора) находится в пределах от 0 до наибольшего расчётного значения  $\delta_{КНБ}$  при решении СРЦ методом пригонки на основе расчёта методом «мак-мин».

Последовательность решения удобно представлять табл. 2.

Пример решения СРЦ методом пригонки на основе вероятностного расчёта.

Для сравнения решим ту же задачу по обеспечению точности сборки методом пригонки на основе вероятностного расчёта [1]. Первые пять этапов (1...5) при решении СРЦ методом пригонки одинаковые с расчётом на основе метода «мак-мин».

Уравнение номиналов СРЦ в форме замыкающего звена имеет вид:

$$A_\Delta = A_3 + A_4 - A_1 - A_2 - A_K ,$$

откуда:

$$A_K = A_3 + A_4 - A_1 - A_2 - A_\Delta = 101 + 50 - 140 - 5 - 1 = 5 .$$

Уравнение СРЦ в усечённом виде, если АК уменьшающее звено, имеет вид:

$$A_\Delta = Y - A_K .$$

Значения звеньев СРЦ приняты из примера [1] и составляют:

$$A_1 = 140 d11 (-0,145 / -0,395) ; A_2 = 5 d11 (-0,030 / -0,105) ;$$

$$A_3 = 101 js (\pm 0,11) ; A_4 = 50 h 11 (-0,16) ;$$

$$A_K = 5 , TAK (11 к6) = 0,075 .$$

6. Определяем параметры разрыва цепи ( $Y$ ;  $\Delta\omega Y$ ;  $\omega Y$ ;  $B\omega Y$ ;  $H\omega Y$ ):

$$Y = A_3 + A_4 - A_1 - A_2 = 101 + 50 - 140 - 5 = 6 ;$$

$$\Delta\omega Y = \Delta A_3 + \Delta A_4 - \Delta A_1 - \Delta A_2 = 0 + (-0,08) - (-0,27) - (-0,0675) = 0,2575 ;$$

$$\omega Y = \sqrt{TA_3^2 + TA_4^2 + TA_1^2 + TA_2^2} = \sqrt{0,22^2 + 0,16^2 + 0,25^2 + 0,075^2} = 0,377 ;$$

$$B\omega Y = \Delta\omega Y + \omega Y / 2 = 0,2575 + 0,377 / 2 = 0,446 ;$$

$$H\omega Y = \Delta\omega Y - \omega Y / 2 = 0,2575 - 0,377 / 2 = 0,069 ,$$

$$Y = 6^{+0,446 / +0,069} .$$

7. Находим рассеивание размеров замыкающего звена при установленных экономически приемлемых допусках на все составляющие размеры через уравнение СРЦ в усечённом виде (1):

$$\omega A_\Delta = \sqrt{\omega Y^2 + TA_K^2} = \sqrt{0,377^2 + 0,075^2} = 0,384 .$$

8. Находим  $\delta_{КНБ}$ :

– для схемы на рис. 1, б:

$$\delta_{КНБ} = \omega A_\Delta - TA_\Delta^K = 0,384 - 0,3 = 0,084 ;$$

– для схемы на рис. 1, в:

$$\delta_{КНБ} = 0,5(\omega A_\Delta - TA_\Delta^K) = 0,5(0,384 - 0,3) = 0,042 .$$

9. Находим размеры компенсатора  $A_K$  через координату середины поля допуска  $\Delta A_K$ :

2. Исходные и расчётные параметры СРЦ при её решении методом пригонки на основе вероятностного расчёта,  $A_{\Delta} = A_3 + A_4 - A_1 - A_2 - A_K$  ( $A_{\Delta} = Y - A_K$ )

Параметры СРЦ	Квалитет	$\Delta\omega A_i ; \Delta\omega Y$	$TA_i ; \omega Y$
1. $A_{\Delta}^K = I^{+0,3}$	-	+0,15	0,3
2. $A_1 = 140 \begin{matrix} -0,145 \\ -0,395 \end{matrix}$	d 11	-0,27	0,25
3. $A_2 = 5 \begin{matrix} -0,030 \\ -0,105 \end{matrix}$	d 11	-0,0675	0,075
4. $A_3 = 101 \pm 0,11$	Js 11	0	0,22
5. $A_4 = 50 \begin{matrix} - \\ -0,16 \end{matrix}$	h 11	-0,08	0,16
Решение при исходном условии $B\omega A_{\Delta} = BA_{\Delta}^K$ (рис. 1, б)			
6. $A_5 = A_K = 5 \begin{matrix} +0,187 \\ +0,112 \end{matrix}$	11 кв	+0,1495	0,075
7. $\omega A_{\Delta} = 0,384$	-	-	-
8. $Y = 6 \begin{matrix} +0,446 \\ +0,069 \end{matrix}$	-	+0,2575	0,377
9. $Y_1 = 6 \begin{matrix} +0,446 \\ +0,412 \end{matrix}$	-	+0,429	0,034
10. $Y_2 = 6 \begin{matrix} +0,412 \\ +0,187 \end{matrix}$	-	+0,2995	0,225
11. $Y_3 = 6 \begin{matrix} +0,187 \\ +0,069 \end{matrix}$	-	+0,128	0,118
12. $\delta_K = 0 \dots 0,084$	-	-	-
13. $F_2 = 95,45 \%$	-	-	-
14. $F_3 + F_1 = 4,55 \%$	-	-	-
Решение при исходном условии $\Delta\omega A_{\Delta} = \Delta A_{\Delta}^K$ (рис. 1, в)			
15. $A_5 = A_K = 5 \begin{matrix} +0,145 \\ +0,07 \end{matrix}$	11 кв	+0,1075	0,075
16. $\omega A_{\Delta} = 0,384$	-	-	-
17. $Y = 6 \begin{matrix} +0,446 \\ +0,069 \end{matrix}$	-	+0,2575	0,377
18. $Y_1 = 6 \begin{matrix} +0,446 \\ +0,370 \end{matrix}$	-	+0,408	0,076
19. $Y_2 = 6 \begin{matrix} +0,37 \\ +0,145 \end{matrix}$	-	+0,2575	0,225
20. $Y_3 = 6 \begin{matrix} +0,145 \\ +0,069 \end{matrix}$	-	+0,107	0,076
21. $\delta_K = 0 \dots 0,042$	-	-	-
22. $F_2 = 98,08 \%$	-	-	-
23. $F_3 = F_1 = 0,96 \%$	-	-	-

- для схемы на рис. 1, б:

$$\Delta A_K = \Delta\omega Y - \Delta A_{\Delta}^K + 0,5 \delta_{КНБ} = 0,2575 - 0,15 + 0,5 * 0,084 = +0,1495,$$

$$H A_K = \Delta A_K - TA_K / 2 = 0,1495 - 0,075 / 2 = +0,07,$$

$$A_K = 5 \begin{matrix} +0,145 \\ +0,07 \end{matrix}$$

тогда:

$$B A_K = \Delta A_K + TA_K / 2 = 0,1495 + 0,075 / 2 = 0,187,$$

$$H A_K = \Delta A_K - TA_K / 2 = 0,1495 - 0,075 / 2 = 0,112,$$

$$A_K = 5 \begin{matrix} +0,187 \\ +0,112 \end{matrix};$$

- для схемы на рис. 1, в:

$$\Delta A_K = \Delta\omega Y - \Delta A_{\Delta}^K = 0,2575 - 0,15 = 0,1075,$$

тогда:

$$B A_K = \Delta A_K + TA_K / 2 = 0,1075 + 0,075 / 2 = +0,145;$$

10. Найдём зону разрыва цепи  $Y_2$ , для которой точность замыкающего звена  $A_{\Delta}^K = I^{+0,3}$  обеспечивается автоматически (см. схему на рис. 1, б) из уравнения:

$$A_{\Delta} = Y_2 - A_K \text{ для } A_{\Delta} = A_{\Delta}^K \\ I^{+0,3} = \begin{matrix} B \\ H \end{matrix} Y_2 - 5 \begin{matrix} +0,187 \\ +0,112 \end{matrix},$$

откуда:

$$B Y_2 = +0,412 ; H Y_2 = +0,187,$$

$$Y_2 = 6 \begin{matrix} +0,412 \\ +0,187 \end{matrix}.$$

1. Последовательность решения СРЦ методом пригонки на основе вероятностного расчёта

Уравнения, используемые для расчёта	
при условии $B\omega A_{\Delta} = BA_{\Delta}^K$ (рис. 1, б)	при условии $\Delta\omega A_{\Delta} = \Delta A_{\Delta}^K$ (рис. 1, в)
1. $\sum_{i=1}^n A_i - \sum_{n+1}^{m-1} A_i - A_{\Delta} = 0$ 2. $A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_i - \sum_{n+1}^{m-1} A_i$ 3. $A_K = \sum_{i=1}^n A_i - \sum_{n+1}^{m-2} A_i - A_{\Delta}$ (если $A_K$ уменьшающее звено) 4. $A_{\Delta} = Y - A_K$ ; $\Delta\omega A_{\Delta} = \Delta\omega Y - \Delta A_K$ 5. $Y = \sum_{i=1}^n A_i - \sum_{n+1}^{m-2} A_i$ 6. $\Delta\omega Y = \sum_{i=1}^n \Delta\omega A_i - \sum_{n+1}^{m-2} \Delta\omega A_i$ 7. $\omega Y = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-2} \lambda_i * TA_i^2}$ ; $\omega Y = \sqrt{\sum_{i=1}^{m-2} TA_i^2}$ 8. $\frac{B}{H} Y = \Delta\omega Y \pm \omega Y / 2$ 9. $\omega A_{\Delta} = \sqrt{\omega Y^2 + TA_K^2}$	
10. $\delta_{KHБ} = \omega A_{\Delta} - TA_{\Delta}^K$ 11. $\Delta A_K = \Delta\omega Y - \Delta A_{\Delta}^K + 0,5 \delta_{KHБ}$	10. $\delta_{KHБ} = 0,5(\omega A_{\Delta} - TA_{\Delta}^K)$ 11. $\Delta A_K = \Delta\omega Y - \Delta A_{\Delta}^K$
12. $\frac{B}{H} A_K = \Delta A_K \pm TA_K / 2$ 13. $\frac{B}{H} A_{\Delta}^K = \frac{B}{H} \omega Y_2 - \frac{B}{H} A_K$ 13,а $B\omega Y_2 = B A_{\Delta}^K + H A_K$ 13,б $H\omega Y_2 = H A_{\Delta}^K + B A_K$	
14. $B\omega Y_1 = B\omega Y$ ; $H\omega Y_1 = B\omega Y_2$ ; $B\omega Y_3 = H\omega Y_2$ ; $H\omega Y_3 = H\omega Y$	
15. $F_2 = 0,5 - \Phi(z=X/\sigma)$ если $X > 0$ $F_2 = 0,5 + \Phi(z=X/\sigma)$ если $X < 0$ 16. $F_1 + F_3 = 100 - F_2$	15. $F_2 = 2\Phi(z=X/\sigma)$ 16. $F_1 = F_3 = (100 - F_2) / 2$
Проверка $\frac{B}{H} A_{\Delta} K = \frac{B}{H} \omega Y_2 - \frac{B}{H}$	

Находим зоны разрыва цепи  $Y_1$  и  $Y_3$  для схемы на рис. 1, б, зная общую зону разрыва:

$$Y = 6 \begin{matrix} +0,446 \\ +0,069 \end{matrix}, Y_1 = 6 \begin{matrix} +0,446 \\ +0,412 \end{matrix}; Y_3 = 6 \begin{matrix} +0,187 \\ +0,069 \end{matrix}$$

В зонах  $Y_1$  и  $Y_3$  потребуется компенсация. Находим возможную компенсацию для зоны  $Y_1$  из уравнения:

$$A_{\Delta} = Y_1 - A_K = 6 \begin{matrix} +0,446 \\ +0,412 \end{matrix} - 5 \begin{matrix} +0,187 \\ +0,112 \end{matrix} = 1 \begin{matrix} +0,334 \\ +0,225 \end{matrix}$$

Из сравнения с замыкающим звеном, заданным конструктором  $A_{\Delta}^K = 1 \begin{matrix} +0,3 \\ +0,112 \end{matrix}$ , видно, что при использовании компенсатора  $A_K = 5 \begin{matrix} +0,187 \\ +0,112 \end{matrix}$  возможна отрицательная компенсация на величину

0,034 мм. Это потребовало бы не снятия с компенсатора припуска, а наращивание компенсатора, что по определению метода пригонки недопустимо. Чтобы исключить это, для зоны  $Y_1$  нужно воспользоваться компенсатором с размерами  $A_K = 5 \begin{smallmatrix} +0,385 \\ +0,310 \end{smallmatrix}$ , найденными для схемы на рис. 1, а, т.е. при выполнении условия  $BA_{\Delta} = BA_{\Delta}^K$  (если компенсатор уменьшающее звено), тогда:

$$A_{\Delta} = Y_1 - A_K = 6 \begin{smallmatrix} +0,446 \\ +0,412 \end{smallmatrix} - 5 \begin{smallmatrix} +0,385 \\ +0,310 \end{smallmatrix} = 1 \begin{smallmatrix} +0,136 \\ +0,027 \end{smallmatrix},$$

что обеспечит выполнение  $A_{\Delta}^K = I^{+0,3}$  без пригонок компенсатора, т.е. автоматически.

Находим возможную компенсацию для зоны  $Y_3$ :

$$A_{\Delta} = Y_3 - A_K = 6 \begin{smallmatrix} +0,187 \\ +0,069 \end{smallmatrix} - 5 \begin{smallmatrix} +0,187 \\ +0,112 \end{smallmatrix} = 1 \begin{smallmatrix} +0,075 \\ -0,118 \end{smallmatrix}.$$

Для выполнения требований конструктора в этой зоне потребуется снятие припуска с компенсатора в пределах от 0 до 0,118 мм.

Проведём аналогичные расчёты для схемы на рис. 1, в:

– найдём зону разрыва цепи  $Y_2$ , для которой точность замыкающего звена, заданного конструктором,  $A_A^K = I^{+0,3}$ , выполняется без пригонок компенсатора из уравнения:

$$I^{+0,3} = \frac{B}{H} Y_2 - 5 \begin{smallmatrix} +0,145 \\ +0,07 \end{smallmatrix},$$

откуда:

$$BY_2 = +0,37, HY_2 = +0,145, Y_2 = 6 \begin{smallmatrix} +0,37 \\ +0,145 \end{smallmatrix}.$$

– зная общую зону  $Y = 6 \begin{smallmatrix} +0,446 \\ +0,069 \end{smallmatrix}$  и  $Y_2 = 6 \begin{smallmatrix} +0,37 \\ +0,145 \end{smallmatrix}$ , найдём зоны  $Y_1$  и  $Y_3$  по обе стороны от  $Y_2$ :

$$Y_1 = 6 \begin{smallmatrix} +0,446 \\ +0,370 \end{smallmatrix}; Y_3 = 6 \begin{smallmatrix} +0,145 \\ +0,069 \end{smallmatrix}.$$

– находим возможные компенсации из уравнения  $A_{\Delta} = Y_1 - A_K$  для зоны  $Y_1$ :

$$A_{\Delta} = Y_1 - A_K = 6 \begin{smallmatrix} +0,446 \\ +0,370 \end{smallmatrix} - 5 \begin{smallmatrix} +0,145 \\ +0,07 \end{smallmatrix} = 1 \begin{smallmatrix} +0,376 \\ +0,225 \end{smallmatrix}.$$

При сравнении с  $A_{\Delta}^K = I^{+0,3}$  видно, что для этой зоны также возможен отрицательный припуск, по-

этому воспользуемся компенсатором с размерами, найденными по схеме на рис. 1, а,  $A_K = 5 \begin{smallmatrix} +0,385 \\ +0,310 \end{smallmatrix}$ :

$$A_{\Delta} = Y_1 - A_K = 6 \begin{smallmatrix} +0,446 \\ +0,370 \end{smallmatrix} - 5 \begin{smallmatrix} +0,385 \\ +0,310 \end{smallmatrix} = 1 \begin{smallmatrix} +0,136 \\ -0,015 \end{smallmatrix},$$

возможная компенсация составляет 0,015 мм.

Для зоны  $Y_3$  значения замыкающего звена найдутся как:

$$A_{\Delta} = Y_3 - A_K = 6 \begin{smallmatrix} +0,145 \\ +0,069 \end{smallmatrix} - 5 \begin{smallmatrix} +0,145 \\ +0,07 \end{smallmatrix} = 1 \begin{smallmatrix} +0,075 \\ -0,076 \end{smallmatrix},$$

а возможная компенсация составит 0,076 мм.

11. Находим процентное количество узлов, собираемых без пригонки (см. рис. 1):

– для схемы перекрытия на рис. 1, б:

$$X = \omega A_{\Delta} / 2 - TA_{\Delta}^K = 0,384 / 2 - 0,3 = -0,108.$$

Знак «минус» показывает, что  $TA_{\Delta}^K$  больше половины поля рассеивания размеров замыкающего звена, имеющего место быть при установленных экономически приемлемых допусках на составляющие звенья СРЦ:

$$\sigma = \omega A_{\Delta} / 6 = 0,384 / 6 = 0,064.$$

Перейдём к табулированной функции Лапласа, произведя замену переменной [4]:

$$Z = X / \sigma = 0,108 / 0,064 = 1,6875.$$

тогда:

$$\Phi_{(Z=1,687)} = 0,4545.$$

$$F_2 = 0,5 + \Phi_{(Z=1,687)} = 0,5 + 0,4545 = 0,9545,$$

или в процентах  $F_2 = 95,45\%$ .

Таким образом, при решении СРЦ методом пригонки на основе вероятностного расчёта 95,45% количества узлов будет собираться без каких-либо пригонок и только 4,55% количества узлов потребует пригонки компенсатора:

$$F_1 + F_3 = 100 - F_2 = 100 - 95,45 = 4,55\%.$$

– для схемы перекрытия на рис. 1, в:

$$X = TA_{\Delta}^K / 2 = 0,3 / 2 = 0,15;$$

$$\sigma = \omega A_{\Delta} / 6 = 0,384 / 6 = 0,064;$$

$$Z = X / \sigma = 0,15 / 0,064 = 2,34;$$

$$\Phi_{(Z=2,34)} = 0,4904.$$

Для симметричной схемы перекрытия :

$$F_2 = 2\Phi_{(Z=2,34)} = 2 * 0,4904 = 0,9808,$$

или в процентах  $F_2 = 98,08 \%$ .

Как видно из расчёта, для симметричной схемы перекрытия при вероятностном расчёте достигнут наибольший процент количества узлов ( $F_2 = 98,08 \%$ ), собираемых без каких-либо пригонок компенсатора. Общее процентное количество узлов, собираемых с пригонкой компенсатора, для симметричной схемы перекрытия составит всего лишь  $1,92 \%$ ,  $F_1 + F_3 = 100 - F_2 = 100 - 98,08 = 1,92 \%$ .

12. Проверка. Проверка правильности решения СРЦ методом пригонки сводится:

1) к удовлетворению уравнений СРЦ для зоны разрыва цепи  $Y_2$  (заштрихованная площадь  $F_2$  на рис. 1), для которой точность сборки узлов при установки компенсаторов рассчитанных размеров обеспечивается без каких-либо пригонок. Для рассмотренного примера должно удовлетворяться уравнение СРЦ в усечённом виде:

$$A_{\Delta} = Y_2 - A_K,$$

например, для схемы на рис. 1, б:

$$I^{+0,3} = 6^{+0,412}_{+0,187} - 5^{+0,187}_{+0,112} = I^{+0,3};$$

или для схемы на рис. 1, в:

$$I^{+0,3} = 6^{+0,37}_{+0,145} - 5^{+0,145}_{+0,07} = I^{+0,3}.$$

Как видно из общих форм записи уравнений СРЦ в числовых значениях все уравнения (номиналов, допусков, предельных отклонений, координат середин полей допусков) удовлетворяются, следовательно, задача решена верно для обеих рассмотренных схем (см. рис. 1, б и рис. 1, в);

2) максимальная величина снимаемого с компенсатора припуска должна быть положительной и не должна превышать максимального значения, рассчитанного для схемы решения СРЦ методом пригонки на основе расчёта методом «мак-мин» (см. рис.1, а).

Исходные параметры СРЦ и результаты её решения методом пригонки для наглядности рекомендуется сводить в табл. 1.

Сравнивая результаты проведенных решений СРЦ методом пригонки на основе расчёта методом «мак-мин» и вероятностного на одном и том же примере, можно сделать следующие выводы.

1. При решении СРЦ методом пригонки наиболее адекватным след. т считать вероятностный расчёт. Процентное количество узлов, собираемых без каких-либо пригонок компенсатора при вероятностном расчёте, при асимметричном перекрытии  $\omega A_{\Delta}$  и  $TA_{\Delta}^K$  (см. рис.1, б) составило  $95,45 \%$ , а для симметричного -  $98,08 \%$  (см. рис. 1, в), в то время как при решении СРЦ на основе расчета методом «мак-мин» процентное количество узлов, собираемых без пригонок, составляло  $24,51 \%$  и  $74,98 \%$ , соответственно, для асимметричного и симметричного перекрытий.

2. Симметричное перекрытие  $\omega A_{\Delta}$  и  $TA_{\Delta}^K$  является более рациональным с точки зрения уменьшения трудоёмкости сборки, особенно для многозвенных (4-ёх и более составляющих звеньев), т.к. обеспечивает больший процент количества собираемых узлов без пригоночных работ.

3. Для компенсации возможных отрицательных припусков, подлежащих снятию с компенсатора, должно быть изготовлено небольшое процентное количество компенсаторов с размерами, рассчитанными по схеме (см. рис. 1, а), соответствующей решению СРЦ методом пригонки на основе расчёта методом «мак-мин».

#### Литература:

1. Емельянов В.Н. Совершенствование методики расчёта размерных цепей методом пригонки / Вестник машиностроения, 1992. – № 6-7 – С. 32-35.
2. РД 50-635-87. Методические указания. Цепи размерные. Основные понятия. Методы расчёта линейных и угловых цепей. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 44 с.
3. Начвай В.Ф. Совершенствование конструкции и технологии производства аксиально-плунжерного насоса НП-90 на основе размерного анализа. Отчёт по НИР / КИСМ, рук. В.Ф.Начвай. / № рег. 089.0031066, инв. № 02900045917, Кировоград, 1990. – 328 с.
4. Гаврилов А.Н. Основы технологии приборостроения. Учебник для втузов. – М.: Высшая школа, 1976. – 328 с.

## ТРИБОЛОГИЯ И ТРИБОМОНИТОРИНГ

УДК 620.179.1.082.7:658.58

Д-р техн. наук, проф. К. В. Подмастерьев,  
(Орловский государственный технический университет)  
Россия, г. Орел, (0862)419876, e-mail: pms35@ostu.ru

## ОБОБЩЕННАЯ МОДЕЛЬ ВЕРОЯТНОСТИ РАЗРУШЕНИЯ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ В ЗОНАХ ТРЕНИЯ ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ

*The mathematical model, which describe the processes of destruction a layer of lubricant in the zone of friction of elements of the bearings of rolling by conditions the deviations of micro and macro geometry the surfaces of contacted, is offered. The model is take the many of design parameters of the bearing and properties of materials, quality of working surfaces and the real conditions of exploitation.*

### Постановка задачи и выбор объекта моделирования

При работе смазанного трибосопряжения вследствие гидродинамического эффекта в зонах трения его деталей самопроизвольно образуется устойчивый слой (пленка) смазочного материала, препятствующий непосредственному контактированию поверхностей. Толщина пленки непрерывно изменяется – флуктуирует, возможны ее кратковременные местные разрушения в контактах наиболее высоких неровностей поверхностей (микрореконтакты), что свидетельствует о переходе от жидкостной смазки к полужидкостной или граничной. Микрореконтакты приводят к резкому возрастанию местных нормальных и касательных напряжений, к микровспышкам температуры и другим процессам, существенно ужесточающим условия трения и приводящим к росту интенсивности практически всех видов изнашивания как поверхностей, так и смазочного материала. Таким образом, состояние смазки в трибосопряжении является важным критерием, характеризующим его техническое состояние и долговечность.

Состояние смазки в зонах трения формируется совместным действием большого числа факторов и параметров (микро- и макрогеометрия рабочих поверхностей, нагрузка в контакте и скорость относительного перемещения поверхностей, свойства конструкционных и смазочных материалов, температура, работоспособность системы смазывания и т.п.), т.е. является комплексным критерием, несущим информацию, необходимую как для диагностирования и неразрушающего контроля, так и для прогнозирования технического состояния узлов

трения. Смазочный материал обладает высоким удельным электрическим сопротивлением, поэтому изменения состояния смазки в зонах трения (флуктуации толщины пленки, ее разрушения, изменения характера контактирования поверхностей и т.п.) приводят к соответствующим изменениям электрической проводимости ( $g$ ) и сопротивления ( $R$ ). Это свойство широко применяется для количественной оценки состояния смазки в зонах трения при разработке электропараметрических методов диагностирования [1].

В то же время, процессы и явления, происходящие в зонах трения, носят сложный характер. Поэтому для получения достоверной информации об объекте контроля необходимо иметь соответствующие диагностические модели, адекватно описывающие указанные процессы и обеспечивающие возможность исследования характера взаимосвязи показателей технического состояния трибосопряжения с его выходными параметрами, синтеза информативных параметров, построения алгоритмов выделения необходимой информации об объекте контроля.

На усовершенствование одной из таких моделей применительно к подшипникам качения и направлена настоящая работа. Рассматривается смазанный, произвольно нагруженный однорядный подшипник качения (ПК), имеющий два кольца и  $Z$  тел качения в динамическом режиме. Выбор ПК в качестве объекта моделирования обусловлен тем, что он является одним из наиболее распространенных и сложных узлов машин и механизмов. В качестве выходного параметра модели, комплексно характеризующего состояние смазочной пленки в

зонах трения ПК, рассматривается вероятность микроконтактирования ( $P_k$ ) – вероятность события, заключающегося в том, что смазочная пленка разрушается в контактах хотя бы одного тела качения одновременно с обоими кольцами. Выбор данного параметра обусловлен тем, что именно указанное событие вызывает существенное уменьшение электрического сопротивления трибосопряжения (ниже некоторого значения  $R_{пор}$ ), успешно регистрируемое электрическими методами неразрушающего контроля.

В основу модели заложен вероятностный подход, предложенный Кеннелом и Сникером [2]. Применительно к задаче настоящего моделирования в [1] осуществлен переход к общему случаю и рассмотрен комплекс факторов и параметров, влияющих на вероятность микроконтактирования каждого тела качения с каждым из колец при их произвольном расположении. В данной работе на основе усовершенствования математического описания ряда процессов в зонах трения с акцентированием внимания на влиянии на них регулярных отклонений от круглости и локальных дефектов рабочих поверхностей разрабатывается компиляционная обобщенная модель процесса микроконтактирования в подшипнике.

#### Принятые допущения

Заложенный в основу моделирования вероятностный подход является более предпочтительным с учетом случайности исследуемых процессов. В то же время, сложность и неоднозначность этих процессов делает принципиально невозможным построение их строгого математического описания. При разработке модели приняты следующие допущения:

- напряжения и деформации деталей описываются теорией Герца;
- любой контакт неровностей вызывает учитываемый импульс проводимости;
- расстояние между средними линиями профилей поверхностей определяется средней толщиной эласто-гидродинамической смазочной пленки;
- контактирование по каждому из выступов в пределах контурной площади контакта равновероятно и независимо;

– микроконтактирование различных тел качения с наружным и внутренним кольцами являются взаимно независимыми событиями.

Правомочность применения теории Герца для расчетов подшипников качения общего применения, общепризнанна, хотя имеются некоторые ограничения, в частности, для тяжело нагруженных подшипников по остаточной деформации  $\delta \leq 10^{-4} D_w$  ( $D_w$  – диаметр тела качения) [3]. Второе допущение не является строгим, поскольку электрическое сопротивление фрикционного контакта при микроконтактировании определяется фактическими размерами пятен контакта наружного (внутреннего) кольца с  $i$ -ым телом качения ( $r_{н(в)i}$ ). Для наихудшего случая (контактирование только одного  $i$ -ого тела качения с каждым из колец по одной микронеровности при  $r_{н(в)i} \ll r_{в(н)i}$ ), условие правомерности допущения имеет вид:

$$R_{пор} > 0,5 \rho (r_{ni} + r_{vi}) / r_{ni} r_{vi} = 0,5 \rho / r_{н(в)i},$$

где  $\rho$  – удельная электрическая проводимость металла.

Третье и четвертое допущения предполагают, что в пределах контурной площади пятна контакта поверхности деталей разделены постоянной по толщине  $h$  смазочной пленкой (рис.1, а). В общем случае зазор в контакте вследствие эласто-гидродинамического эффекта не постоянен. Однако, принимая за  $h$  среднее значение толщины пленки, с учетом равновероятного расположения наиболее высокой микронеровности в пределах контурной площади данные допущения, широко используемые при моделировании процессов контактирования [2, 4], можно считать приемлемыми и для решаемой задачи моделирования.

При микроконтактировании часть нагрузки может восприниматься деформируемыми неровностями. Принимая во внимание кратковременность и редкость отдельных микроконтактирований (для большинства подшипников значение  $P_k$  не превышает  $10^{-6} - 10^{-3}$  [1]), малые размеры фактических площадок контакта неровностей и высокую инер-

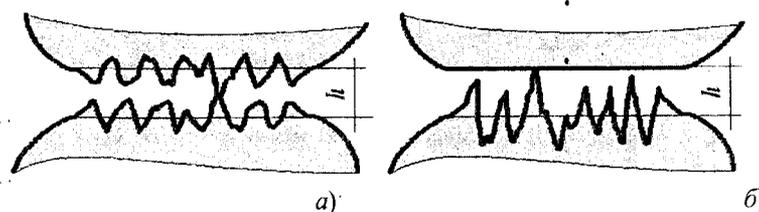


Рис. 1. – Схемы контактирования двух шероховатых поверхностей (а) и эквивалентной шероховатой поверхности с гладкой (б)

ционность деталей подшипника, эффектом влияния микроконтактирования на процессы образования смазочных пленок и динамику подшипника можно пренебречь, что и заложено в основу пятого допущения. Очевидно, что его правомочность возрастает с уменьшением  $P_k$ :

**Моделирование геометрии рабочих поверхностей**

Одним из основных параметров технического состояния трибосопряжения, в частности подшипника, является качество рабочих поверхностей деталей, поэтому при составлении диагностической модели возникает необходимость в их математическом описании.

При обработке поверхности ее геометрия образуется в результате суммарного воздействия периодических факторов и случайных возмущений. Вид обработки, кинематика, подача, биение шпинделя, дисбаланс заготовки, профиль режущих кромок инструмента и другие постоянно действующие факторы определяют систематическую (периодическую) составляющую геометрии, а процессы, происходящие при деформации обрабатываемого материала (вырывы, сколы, наросты и т.п.), формируют ее случайную составляющую. При монтаже подшипника геометрия дорожек качения претерпевает изменения, характеризуемые отклонениями от круглости, а при эксплуатации и транспортировке появляются различные локальные дефекты. Таким образом, профиль реальной рабочей поверхности, например, дорожки качения, имея систематические и случайные составляющие, характеризуется в общем случае регулярными отклонениями от круглости – макроотклонениями (овальность или огранки соответствующего порядка), шероховатостью, а также локальными дефектами (трещина, лунка, раковина и т.п.).

Среди методов описания профиля поверхности наибольшее распространение находят методы, основанные на использовании законов распределения вероятности высот неровностей, корреляционных функций, спектральной плотности распределения высот неровностей, ряда Фурье, теории случайных полей [5-7]. На основе сравнительного анализа методов с учетом того, что моделируемый профиль замкнут, в качестве базового выбран метод гармонического разложения, согласно которому профиль представляется в виде совокупности гармонических составляющих отклонений текущего радиуса от геометрического центра его номинального сечения. С учетом рекомендаций [8] радиус дорожки качения наружного (внутреннего) кольца  $R_{н(в)}$  в зависимости от угловой координаты  $\varphi$  предложено описывать выражением:

$$R_{н(в)}(\varphi) = R_{н(в)0} + \sum_1^p Q_{н(в)k} \cdot \sin(k \cdot \varphi + \varphi_{н(в)k}), \quad (1)$$

где  $R_{н(в)0}$  – средний радиус дорожки качения;

$Q_k, \varphi_k$  – амплитуда и фазовый угол  $k$ -й гармоники отклонения;

$k$  – номер гармоники (первая гармоника характеризует эксцентриситет, вторая – овальность, третья – трехвершинную огранку и т.п.);

$p$  – предельный номер учитываемой гармоники.

Данный метод принят для описания регулярных отклонений от круглости. Его можно использовать и для моделирования шероховатости, однако с учетом высокого качества рабочих поверхностей деталей подшипника и анализа операции их финишной обработки для описания шероховатости выбран метод, использующий законы распределения вероятности высоты неровностей профиля. Выбор обусловлен тем, что на уровне шероховатости в профиле доминирует случайная составляющая (для поверхности, полученных шлифованием с доводкой, отношение среднего квадратического отклонения случайной составляющей профиля к полному среднему квадратическому отклонению профиля  $Rq$  составляет 0,8 – 0,97 [9]).

Для описания распределения материала по высоте шероховатого слоя наиболее приемлемыми с учетом характера финишной обработки поверхностей являются нормальный и степенной законы [4]. При нормальном законе:

$$f(X) = \frac{1}{Rq\sqrt{2\pi}} \exp\left\{-\frac{[X - (R_{max} - Rp)]^2}{2Rq^2}\right\}, \quad (2)$$

где  $f(X)$  – дифференциальная функция распределения высоты  $X$  микронеровностей (за начало отсчета принята линия впадин профиля согласно рис. 2));

$Rp$  – высота сглаживания (расстояние от линии выступов до средней линии профиля).

При степенном законе:

$$\eta_s(X) = 1 - \int_{-\infty}^X f(X) dX = \begin{cases} b_{ш} \left( \frac{R_{max} - X}{R_{max}} \right)^v, \\ 1 - b_{ш} \left( \frac{X}{R_{max}} \right)^v, \end{cases} \quad (3)$$

$$\left| \begin{array}{l} 0 < \frac{R_{max} - X}{R_{max}} < 0,5; \\ 0,5 < \frac{R_{max} - X}{R_{max}} < 1, \end{array} \right.$$

где  $\eta_s$  – кривая опорной поверхности;

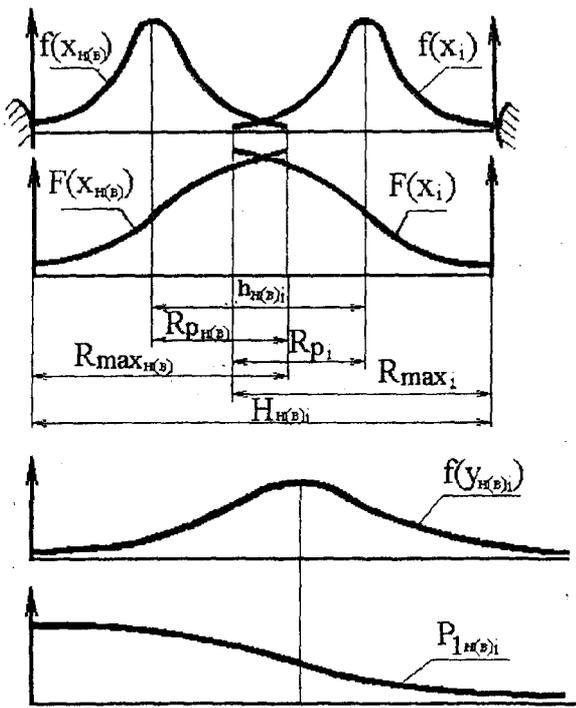


Рис. 2. – К расчету вероятности микроконтактирования двух поверхностей

$b_w, v$  – параметры шероховатости, определяемые по профилограмме (для шлифовальных поверхностей рекомендуется  $b_w = 4; v = 3$  [4]).

Сложнее обстоит дело с моделированием локальных дефектов поверхностей, поскольку необходимо задавать не только ряд их размерных параметров, но и различные виды профилей. Наиболее распространенными повреждениями являются дефекты типа «впадина» – лунки, раковины, риски, трещины. Для описания их профилей предложены функции  $D(x)$  на базе полиномов Чебышева и Баттерворта:

$$D(x) = D_{max} / \sqrt{[m_d(x-x')]^s + 1},$$

$$D(x) = D_{max} / \sqrt{\varepsilon^2 T_n^s m_d(x-x') + 1}, \quad (4)$$

где  $s, \varepsilon$  – коэффициенты, определяющие профиль дефекта;

$D_{max}, m_d$  и  $x'$  – соответственно, параметры глубины, протяженности и смещения дефекта;

$T_n(x)$  – полином Чебышева степени  $n$  с аргументом  $m_d(x-x')$ .

Обоснование выбора данных функций более подробно рассмотрено в [10]. Здесь лишь отметим, что эти функции обеспечивают возможность моделирования различных по глубине, протяженности и

характеру рельефа дефектов указанных выше типов путем задания соответствующих значений параметров.

**Обобщенная математическая модель микроконтактирования в подшипнике**

На основе приведенных выше рассуждений и с учетом ранее полученных в [1] данных разработана обобщенная компиляционная математическая модель, описывающая вероятность разрушения смазочного слоя в зонах трения деталей подшипника при его работе. В основу модели положено рассмотрение контакта наружного (внутреннего) кольца с  $i$ -ым телом качения по одной паре противоположащих неровностей (рис.2). При этом осуществляется замена контакта двух шероховатых поверхностей на контакт гладкой поверхности с поверхностью шероховатой, имеющей эквивалентные параметры шероховатости (рис. 1, б). Опуская промежуточные преобразования и пояснения, отметим, что полученная модель с учетом выражений (1) и (4) имеет следующий вид:

$$P_k = 1 - \prod_i (1 - P_{ni} P_{oi}), \quad (5)$$

$$P_{n(\theta)i} = 1 - (1 - P_{1n(\theta)i})^{n_{шH(\theta)i}}, \quad (6)$$

$$P_{1n(\theta)i} = 0,5 - \Phi\left(\frac{h_{H(\theta)i}}{\sqrt{Rq_i^2 + Rq_{H(\theta)}^2}}\right) = 0,5 - \Phi(\lambda_{H(\theta)i}),$$

или

$$P_{1n(\theta)i} = \frac{\kappa_{2H(\theta)i} b_{wi} b_{шH(\theta)}}{R_{max_i}^{v_i} \cdot R_{max_{H(\theta)}}^{v_{H(\theta)}}} \times (Rp_i + Rp_{H(\theta)} - h_{H(\theta)i})^{(v_i + v_{H(\theta)})}, \quad (7)$$

$$n_{шH(\theta)i} = \left\{ \pi n_{an(\theta)i} n_{bH(\theta)i} \left[ \frac{3F_i}{2 \sum P_{n(\theta)i}} \times \left( \frac{1 - \eta_i^2}{E_{yi}} + \frac{1 - \eta_{H(\theta)}^2}{E_{yH(\theta)}} \right) \right]^{2/3} - A_\theta \right\} \frac{1}{S_{H(\theta)} S_i}, \quad (8)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial k_0(x)}{\partial x} &= \frac{6\mu_0(V_a + V_b)}{h^3(x)} [h_0 - h(x)] \exp[nk_0(x)], \\ h(x) &= h_{m1} - \delta + x^2(\lambda_a + \lambda_b)/2 + A'k_0(x)/E'_y + D(x); \end{aligned} \right. \quad (9)$$

$$\begin{cases} \sum_0^{Z-1} C_{\delta}(\varphi) \left[ \begin{matrix} W(\varphi) \cos[\alpha - \beta(\varphi) + i\gamma] \\ -0,5G_r(\varphi) \end{matrix} \right]^{3/2} \cos(\alpha + i\gamma) = F_r, \\ \sum_0^{Z-1} C_{\delta}(\varphi) \left[ \begin{matrix} W(\varphi) \cos[\alpha - \beta(\varphi) + i\gamma] \\ -0,5G_r(\varphi) \end{matrix} \right]^{3/2} \sin(\alpha + i\gamma) = 0, \end{cases} \quad (10)$$

$$G_r(\varphi) = 2[R_n(\varphi) - D_W - R_g(\varphi)], \quad (11)$$

$$F_i = C_{\delta}(\varphi) \left\{ \begin{matrix} W(\varphi) \cos[\alpha - \beta(\varphi) + i\gamma] \\ -0,5G_r(\varphi) \end{matrix} \right\}^{1,5}. \quad (12)$$

где индексы  $n(v)$ ,  $i$  свидетельствуют о принадлежности параметра наружному (внутреннему) кольцу и (или)  $i$ -ому телу качения;

$P_1$  и  $P$  – вероятности микроконтактирования деталей по одной паре микронеровностей и вероятности микроконтактирования в ПК;

$n_{ш}$  – число микронеровностей в зоне контакта;

$Rq, Rmax, Rp, S, b_{ш}, v, \kappa_2$  – параметры шероховатости поверхностей;

$\lambda$  – коэффициент толщины пленки;

$F, F_r$  – общая и радиальная нагрузка в контакте;

$E_y, \eta$  – модуль упругости и коэффициент Пуассона материалов деталей;

$\Sigma p$  – сумма главных кривизн поверхностей в точке касания;

$n_a, n_b$  – конструктивные параметры подшипника;

$A_d$  – площадь дефекта;

$k_0(x), h(x)$  – гидродинамическое давление и толщина смазочной пленки в точке с координатой  $x$ ;

$\mu_b, n$  – динамическая вязкость и пьезокоэффициент вязкости смазочного материала;

$\delta$  – сближение поверхностей;

$\lambda_a, \lambda_b$  – кривизны поверхностей до деформации;

$h_{m1}$  – наименьшее расстояние между недеформированными поверхностями;

$h_0$  – толщина смазочной пленки в точках экстремумов давления;

$A'$  – коэффициент пропорциональности;

$V_a, V_b$  – скорости перемещения поверхностей;

$\alpha$  – координата ближайшего к  $F_r$  тела качения;

$W$  и  $\beta$  – модуль и аргумент вектора смещения кольца;

$\gamma = 2\pi/Z$  – угловое расстояние между телами качения;

$Z$  – число тел качения;

$C_{\delta}, G_r$  – упругая характеристика и радиальный зазор в подшипнике.

Модель описывает характер влияния на вероятность разрушения смазочной пленки в зонах трения деталей подшипника качения таких характеристик, как номинальная макрогеометрия, регулярные отклонения геометрической формы, шероховатость и параметры локальных дефектов рабочих поверхностей деталей, свойства конструкционных и смазочных материалов, режимы и условия работы ПК и т.п. (табл. 1). Для практического использования модели при выполнении теоретических исследований следует последовательно решать задачи согласно графе «Решаемая задача» табл. 1.

Таким образом, оценка состояния смазочной пленки в зонах трения ПК по вероятности микроконтактирования является многопараметрической, что, с одной стороны, обеспечивает возможность реализации комплексного контроля состояния, характеризваемого совместным влиянием всей совокупности внутренних параметров ПК и внешних факторов, а с другой – создает условия контроля отдельных характеристик технического состояния ПК.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (грант № 03-01-96471).

#### Литература:

1. Подмастерьев К.В. *Электропараметрические методы комплексного диагностирования опор качения*. – М.: Машиностроение-1, 2001. – 376 с.
2. Кеннел *Уругогиродинамическая смазка приборного шарикового подшипника/ Кеннел, Спидкер// Тр. амер. о-ва инж.-мех. Сер. Проблемы трения и смазки*. – 1976. – № 2. – С. 57–63.
3. Бальмонт В.Б. *Опоры качения приборов/ В.Б. Бальмонт, В.А. Матвеев*. – М.: Машиностроение, 1984. – 240 с.
4. Демкин Н.Б. *Качество поверхности и контакт деталей машин/ Н.Б. Демкин, Э.В. Рыжов*. – М.: Машиностроение, 1981. – 244 с.
5. Кончиц В.В. *Триботехника электрических контактов/ В.В. Кончиц, В.В. Мешков, Н.К. Мышкин*. – Минск: Наука и техника, 1986. – 260 с.
6. Поповок Т.С. *Волнистость поверхности и ее применение*. – М.: Изд. стандартов, 1973. – 184 с.
7. Рудзит Я.А. *Микрогеометрия поверхностей в инженерных расчетах*. – Рига: Знание, 1975. – 190 с.
8. Эльперин А.И. *Диагностирование реодинамики систем трения/ А.И. Эльперин, А.К. Явленский, Г.И. Талашов*. – СПб.: Наука, 1998. – 142 с.
9. Витенберг Ю.Р. *Шероховатость поверхностей и методы ее оценки*. – Л.: Судостроение, 1971. – 106 с.
10. Пахолкин Е.В. *Моделирование и теоретическое исследование влияния локальных дефектов рабочих поверхностей трибосопряжения на состояние смазочного слоя в зоне трения (на примере подшипника качения)/ Е.В. Пахолкин, К.В. Подмастерьев // Известия ОрелГТУ*. – Сер. Машиностроение. Приборостроение. – Орел: ОрелГТУ, 2003. – № 3. – С. 71-74.

1. Содержание обобщенной модели вероятности микроконтактирования в подшипнике

Решаемая задача	Параметры технического состояния системы								Расчетные зависимости
	Внутренние параметры подшипника				Свойства смазочного материала				
	Расчетываемые параметры	Номинальная макрогеометрия	Регулярные отклонения	Локальные дефекты	Шероховатость	Свойства материалов	Режимы	Комплексные расчетные параметры	
Определение нагрузки в контактных зонах	$F_i$	$R_{н(в)}, d_o, G_r, Z, r_{н(в)}, D_w, \alpha$	$Q_{н(в)k}, \varphi_{н(в)k}$	—	—	$E_{н(в)}, E_{iв}, \eta_{н(в)}, \eta_i$	$F_{ав}, F_r$	$C_\delta, \alpha_0, \Sigma \rho_{н(в)}$	(1), (10)-(12)
Определение средней толщины смазочной пленки в контактных зонах	$h_{н(в)}$	$R_{н(в)}, d_o, r_{н(в)}, D_w, G_r$	$\mu$	$S, \varepsilon, \chi', D_{max}, T_n(x), m_{зв}, A_{д}$	—	$E_{н(в)}, E_{iв}, \eta_{н(в)}, \eta_i$	$n_n$ или $n_{в}$	$F_{iв}, \rho_0, \alpha_0, k_1, k_2, \Sigma \rho_{н(в)}, A'$	(4), (9)
Определение вероятности микроконтактирования по одной - неровности	$P_{н(в)}$	—	—	—	$Rq_{н(в)}, Rq_{iв}, Rmax_{н(в)}, Rmax_i, Rp_i, Rp_{н(в)}, V_i, V_{н(в)}, b_{шп}, b_{шп(в)}$	—	—	$h_{н(в)}$	(7)
Определение числа неровностей в контактных зонах	$n_{шп(в)}$	$R_{н(в)}, d_o, r_{н(в)}, D_w, G_r, l$	—	$A_{д}$	$S_{н(в)}, S_j, q_{н(в)}$	$E_{н(в)}, E_{iв}, \eta_{н(в)}, \eta_i$	—	$F_{iв}, \Sigma \rho_{н(в)}, n_{шп(в)}, n_{шп(в)}$	(8)
Определение вероятности микроконтактирования	$P_k$	$Z$	—	—	—	—	—	$P_{н(в)}, n_{шп(в)}$	(5), (6)

УДК 620.179.1.082.7:658.58

Канд. техн. наук Е. В. Пахолкин  
(Орловский государственный технический университет)  
г. Орел, тел. (0862) 419876; e-mail: pms35@ostu.ru

## МОДЕЛИРОВАНИЕ И ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЛОКАЛЬНЫХ ДЕФЕКТОВ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ НА СОСТОЯНИЕ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ В ЗОНЕ ТРЕНИЯ (НА ПРИМЕРЕ ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ)

*The analysis of the obtained results displays that the probability of microcontacting increases at magnification of depth, extent and square of imperfection. It is possible to state the fact of a unique dependence of the probability of microcontacting from dimensional performances of local imperfections.*

Одной из практических задач контроля и диагностирования подшипников качения (ПК) является поиск локальных дефектов рабочих поверхностей его деталей. В соответствии с нормативно-технической документацией дефекты типа трещин, раковин, царапин, лунок являются недопустимыми и свидетельствуют об отказе подшипника и о его непригодности к дальнейшему применению.

Известный электрический метод [1] поиска локальных дефектов основан на использовании диагностического параметра – нормированное интегральное время (НИВ) электрического микроконтактирования деталей ПК, а также на совокупности алгоритмов и реализующих их технических средств, осуществляющих сканирование рабочих поверхностей деталей в процессе эксплуатации опор качения.

Теоретический анализ возможностей метода и его разрешающей способности, поиск путей оптимизации режимов диагностирования связаны с созданием математической модели, описывающей физические процессы, протекающие в зоне трения ПК при наличии локального дефекта. Данная модель должна отражать связь между диагностическим параметром, который в данном случае оценивает вероятность микроконтактирования деталей подшипника качения, и геометрическими характеристиками локального дефекта.

Таким образом, реально существующая научно-техническая проблема приводит к необходимости проведения теоретических исследований влияния локальных дефектов (различных по типу и геометрии) на состояние смазочного слоя. При этом начальным этапом данной работы является моделирование локальных дефектов – синтез функций, введение которых в общую математическую модель позволит установить характер влияния дефектов на процессы в зоне трения, а также на вероятность микроконтактирования.

С этой целью проведен анализ контактно-гидродинамических процессов, происходящих в зонах трения деталей подшипников при наличии локальных дефектов. Введением функции  $D(x)$ , описывающей геометрию локального дефекта, усовершенствована классическая модель, описывающая эти процессы:

$$\begin{cases} \frac{\partial k_0(x)}{\partial x} = \frac{6\mu(U_a + U_b)(h_0 - h(x))e^{nk_0(x)}}{h^3(x)}, \\ h(x) = h_{m1} - \Delta + x^2(\lambda_a \pm \lambda_b)/2 + A'k_0(x)/E + D(x), \end{cases}$$

где  $k_0(x)$  – гидродинамическое давление в точке с координатой  $x$ ;

- $\mu$  – абсолютная вязкость масла в данной точке;
- $U_a, U_b$  – окружные скорости тел качения;
- $h_0$  – толщина смазочного слоя в точках экстремума давления;
- $h(x)$  – толщина смазочного слоя в данной точке;
- $n$  – пьезокэффициент вязкости;
- $h_{m1}$  – наименьшее расстояние между двумя недеформируемыми окружностями;
- $\Delta$  – сближение трущихся поверхностей;
- $\lambda_a, \lambda_b$  – кривизны поверхностей в точке контакта до деформации;
- $A'$  – коэффициент пропорциональности между прогибом поверхности и отношением гидродинамического давления к модулю упругости;
- $E$  – приведенный модуль упругости трущихся поверхностей.

При выборе вида функции  $D(x)$  принимались во внимание следующие соображения. Данная функция, с учетом анализа профилей различных локальных дефектов, должна иметь относительно плоский участок с максимальной амплитудой и управляемой (с помощью вариации параметров данной функции)

протяженностью в направлении  $x$ , а также резко спадающие до нуля участки, расположенные симметрично плоской вершине. При описании функцией  $D(x)$  дефекта типа трещины необходимо предусмотреть возможность получения не плоской вершины, а заостренного пилообразного профиля. Следовательно, в  $D(x)$  должны войти параметры, вариацией которых можно было бы изменять такие характеристики, как амплитуда (глубина или высота), протяженность, форма дефекта.

С учетом приведенных требований ранее было предложено применение в качестве функции  $D(x)$  полиномов Баттерворта и Чебышева различных порядков [1]. Опыт применения этих функций в структуре общей модели вероятности микроконтактирования в подшипнике показал ее состоятельность при теоретических исследованиях гидродинамических и электрических процессов в смазанном фрикционном контакте. Адекватность модели также была подтверждена экспериментально [2].

Тем не менее, при решении новых теоретических и прикладных задач на базе разработанной модели был обнаружен ряд недостатков в описании геометрии локальных дефектов предложенными функциями. В частности, К.В. Подмастерьевым выдвинута гипотеза, что параметром, интегрально описывающим локальный дефект, является его объем, эквивалентом которого применительно к решению плоской контактно-гидродинамической задачи является площадь  $S$  сечения дефекта в направлении движения тел качения:

$$S = \int_a^b D(x) dx,$$

где  $a, b$  – координаты, в которых функция  $D(x)$  практически стремится к нулю.

Для проверки гипотезы применялась разработанная модель вероятности микроконтактирования, входным параметром для которой являлась площадь сечения дефекта. Использование предложенных ранее способов варьирования параметров функций  $D(x)$  для получения требуемого вида дефекта показало ограниченные возможности этих функций при описании дефектов с различной протяженностью и, следовательно, площадью.

Задача решена при использовании следующих модифицированных выражений:

$$D(x) = D_{max} / \sqrt{\{md(x-x')\}^s + 1},$$

$$D(x) = D_{max} / \sqrt{\varepsilon^2 \cdot T_n^s(md(x-x')) + 1},$$

где  $s, \varepsilon$  – коэффициенты, определяющие профиль дефекта;

$D_{max}, md$  и  $x'$  – соответственно, параметры глубины, протяженности и смещения дефекта;

$T_n(x)$  – полином Чебышева  $n$ -ой степени с аргументом  $m_0(x-x')$ , например:

$$T_1(x) = md(x-x'), \quad T_2(x) = 2[md(x-x')]^2 - 1,$$

$$T_3(x) = 4[md(x-x')]^3 - 3md(x-x').$$

В табл. 1 представлен сравнительный анализ возможностей моделирования локальных дефектов при варьировании различных параметров  $D(x)$  (представленные графики соответствуют безразмерным аналогам  $D(z)$  функций  $D(x)$ ).

Из приведенных примеров видно, что изменение параметра  $s$  (данный параметр применялся в предложенных ранее функциях для получения требуемого профиля) позволяет несущественно изменять как протяженность, так и площадь сечения локального дефекта. В частности, динамический диапазон изменения значений безразмерного аналога площади сечения локального дефекта составляет 2,977 (рис. 1). При этом зависимость площади от протяженности локального дефекта существенно нелинейна, так как протяженность увеличивается, в основном, за счет расширения диапазона значений  $a$  и  $b$ , а не за счет расширения участка плоской вершины.

Варьирование параметра  $md$  от 0,2 до 10, как видно из табл. 1 и рис. 2, позволяет более эффективно управлять и протяженностью локального дефекта, и площадью его поперечного сечения. При этом динамический диапазон изменения  $S$  составляет примерно 98,252. Рис. 3 иллюстрирует эффективность моделирования дефектов для случая использования выражений, построенных на базе полиномов Чебышева.

Проведенные теоретические исследования влия-

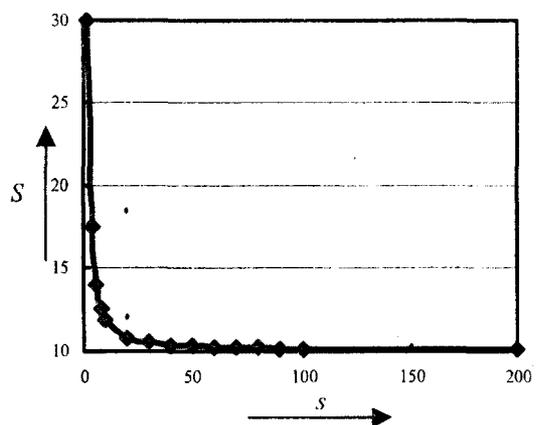
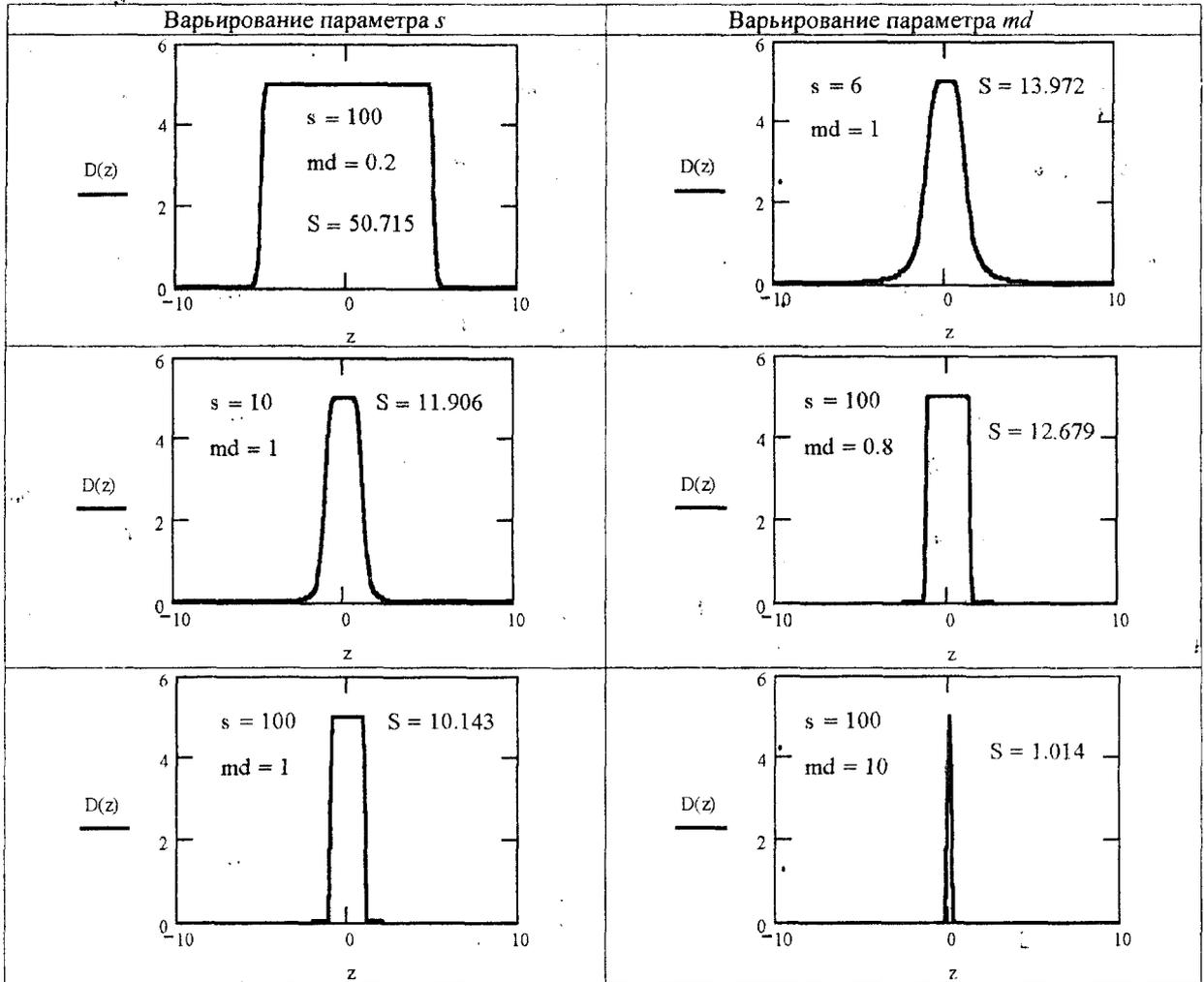


Рис. 1. – Зависимость площади сечения локального дефекта от параметра  $s$

1. Моделирование профиля локального дефекта путем вариации параметров функции

$$D(x) = D_{max} / \sqrt{[m_0(x-x')]^s + 1}$$



ния локальных дефектов на состояние смазочного слоя заключались в следующем.

Подбором соответствующего вида функции  $D(x)$  и входящих в нее параметров исследовались зависимости вероятности микроконтактирования в подшипнике ( $P_k$ ) при наличии в зоне трения следующих дефектов: «раковина» с протяженностью 240 мкм и глубиной от 0,2 до 1,2 мкм; «раковина» с глубиной 1 мкм и протяженностью от 170 до 295 мкм; «трещина» с глубиной 1 мкм и протяженностью 221 мкм. На основе разработанной модели установлено, что наличие локального дефекта в зоне смазанного фрикционного контакта приводит к искажению эпюры гидродинамического давления, к снижению грузо-

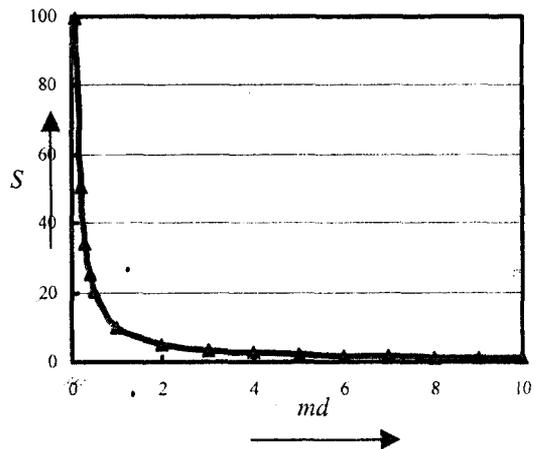


Рис. 2. – Зависимость площади сечения локального дефекта от параметра  $md$

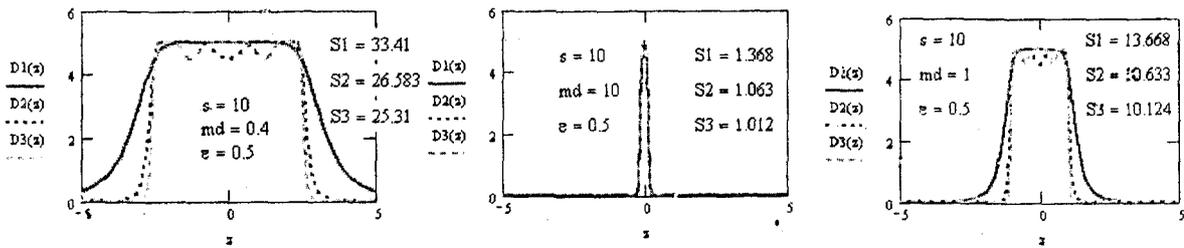


Рис. 3. – Зависимость площади сечения локального дефекта от параметра  $md$  ( $S_n$  – значение безразмерной площади при использовании соответствующего полинома  $n$ -го порядка)

подъемности смазочного слоя и его средней толщины  $h_{0cp}$ . При этом выявлен монотонный характер зависимостей  $h_{0cp}$  и  $P_k$  от размерных характеристик дефектов.

Например, изменение глубины дефекта типа «раковина» от 0 до 1,2 мкм при его протяженности 240 мкм вызывает снижение  $h_{0cp}$  от 0,612 до 0,320 мкм и монотонный рост  $P_k$  от  $1,23 \cdot 10^{-8}$  до  $1,12 \cdot 10^{-4}$  (рис. 4, а). При изменении протяженности «раковины» от 184 до 295 мкм при постоянной глубине 1 мкм  $h_{0cp}$  изменяется от 0,414 до 0,318 мкм, а  $P_k$  – от  $3,93 \cdot 10^{-5}$  до  $1,12 \cdot 10^{-4}$  (рис. 4, б). При этом дефект типа «трещина»

значения  $P_k$  тесно группируются относительно общей зависимости, характерной для конкретного типа подшипника и условий его работы (рис. 4, в).

Таким образом, проведенные теоретические исследования подтверждают взаимосвязь вероятности электрического микроконтактирования деталей подшипника качения с характером гидродинамических процессов в зоне трения, который в свою очередь определяется неидеальностью профиля рабочих поверхностей контактирующих деталей.

Работа выполняется при поддержке РФФИ, грант №03-01-96471

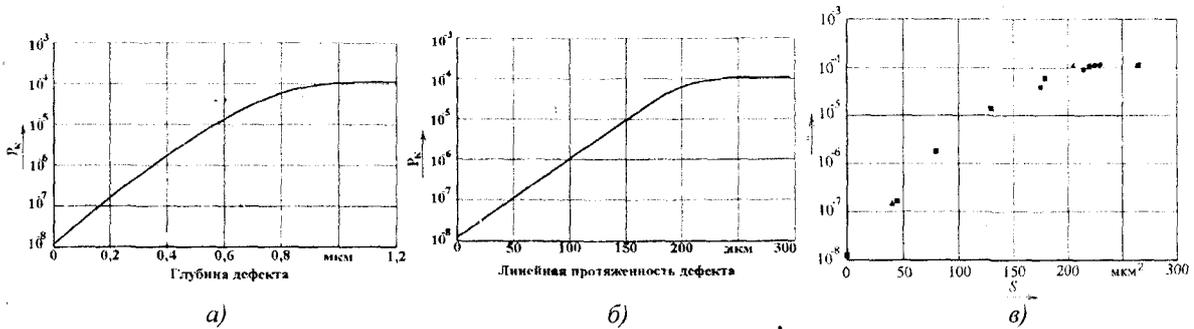


Рис. 4. – Зависимость вероятности микроконтактирования в подшипнике от размерных параметров локальных дефектов

при тех же значениях глубины и протяженности вызывает существенно меньшее изменение  $h_{0cp}$  и  $P_k$ : соответственно, 0,558 мкм и  $1,52 \cdot 10^{-7}$ .

Проверка выдвинутой гипотезы о возможности использования площади поперечного сечения дефекта в качестве интегрального параметра, определяющего вероятность микроконтактирования, показала, что независимо от используемого типа полинома и его параметров в функции  $D(x)$ , то есть независимо от типа дефекта (вида варианта расчета), расчетные

**Литература:**

1. Подмастерьев К.В. Электрический метод и средства поиска локальных дефектов опор качения / К.В. Подмастерьев, Е.В. Пахолкин // Дефектоскопия, 1998. – № 8. – С. 59-67.
2. Подмастерьев К.В. Исследование эффективности электрического метода поиска локальных дефектов опор качения / К.В. Подмастерьев, Е.В. Пахолкин // Контроль. Диагностика, 2000. – № 5. – С. 12-18.

## ПРИБОРЫ, МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ

УДК 621.3

Канд. техн. наук В. В. Плешаков  
(Московский государственный технологический университет «Станкин»)  
Россия, Москва, МГТУ «Станкин»

### ОЦЕНКА УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ДЕТАЛЕЙ

*In the present work the device is offered, allowing to register various informative parameters EDS of jumps Barkgauzena (JB). Also in it the opportunity of registration of number of emissions is stipulated, EDS which the preset value exceeds.*

Решение проблемы оценки уровня накопления усталостных повреждений в поверхностном слое деталей из высокопрочных сталей особенно актуально при их ремонте. Создание неразрушающих методов контроля качества поверхностного слоя позволит разработать эффективную систему эксплуатации силовых конструкций изделий по их техническому состоянию, ремонта ответственных деталей по мере накопления усталостных повреждений.

В последнее время для контроля структурных и физико-механических свойств ферромагнитных изделий широко применяется метод, основанный на эффекте Баркгаузена [1, 2]. Сущность метода заключается в перемагничивании изделия полем низкой частоты (0,1 ... 100 Гц) и регистрации индуктивным преобразователем скачкообразных изменений намагниченности, называемых скачками Баркгаузена (СБ). ЭДС СБ определяется перестройкой доменной текстуры материала при его циклическом перемагничивании, динамика которой связана с наличием микродефектов, остаточных напряжений и различного рода структурных неоднородностей. Это является физической предпосылкой возможности изменения метода эффекта Баркгаузена для контроля усталостных повреждений в поверхностном слое стальных деталей.

В настоящей работе предложен прибор, позволяющий регистрировать различные информативные параметры ЭДС скачков: текущие и средние за период перемагничивания значения выпрямленного напряжения ЭДС от СБ, текущее и среднее за период перемагничивания число выбросов ЭДС. Предусмотрена возможность регистрации числа выбросов, ЭДС которых превышает заданное значение, названное уровнем селекции. Изменение уровня селекции позволяет исключить влияние собственных шумов усилителя прибора, выбрать информативный параметр контроля, наи-

более сильно коррелированный с исследуемыми свойствами поверхностного слоя [1].

Для исследования влияния наработки на характеристики ЭДС от СБ проводили испытания образцов из высокопрочной стали 30ХГСН2А при ротационном изгибе на машине МУИ-6000. Предварительно образцы подвергали шлифованию и алмазному выглаживанию по режимам, обеспечивающим наибольшее упрочнение поверхностного слоя [3].

На основе обработки данных испытаний при ступенчатом нагружении образцов построены усталостные диаграммы (рис. 1). На оси абсцисс

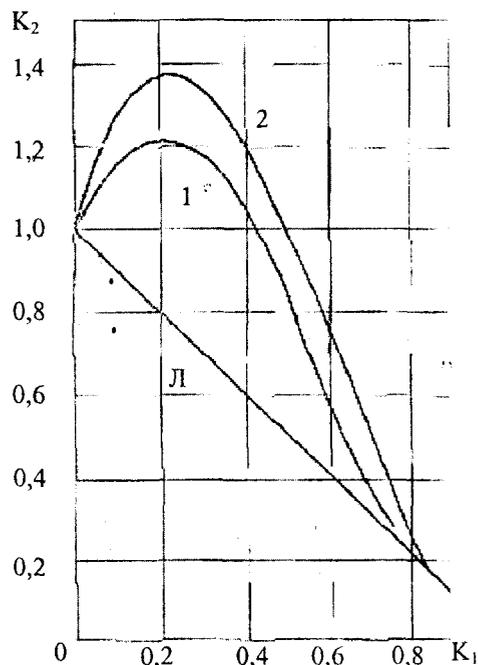


Рис. 1. – Диаграммы циклического упрочнения образцов из высокопрочной стали 30ХГСН2А, обработанных шлифованием (1) и алмазным выглаживанием (2)

откладывали величину относительной предварительной наработки  $K_1$  и относительную наработку до разрушения образцов  $K_2$ . Относительная наработка определялась отношением числа циклов нагружения при заданном напряжении к числу циклов до разрушения образцов при том же напряжении. Циклическое упрочнение стали оценивали по отклонению кривых от условия линейного накопления усталостных повреждений (прямая Л).

Анализ полученных данных свидетельствует о высоком циклическом упрочнении стали 30ХГСН2А при относительной предварительной наработке  $K_1 = 0,25 \dots 0,4$ . Причем после поверхностного пластического деформирования (ППД) степень циклического упрочнения стали повышается. Это свидетельствует о развитии в процессе ППД алмазным выглаживанием и в процессе наработки дислокационной структуры, препятствующей развитию усталостных трещин. Наибольший эффект восстановления запаса усталостной прочности деталей достигается в результате ППД после указанной выше наработки. Метод контроля уровня накопления усталостных повреждений должен обеспечить выявление наработки реальных изделий, при которой еще возможно достаточно эффективно повысить их ресурс.

Распределение параметров ЭДС от СБ при частоте перемагничивания 1 Гц, амплитуде поля 4 кА/м и уровне селекции 0,3 В при различной наработке образцов показано на рис. 2. Как видно, характер распределения текущих значений и числа выбросов ЭДС идентичен. При наработке до 72 000 цикл значения указанных параметров несколько снижаются, что характерно при формировании в поверхностном слое остаточных сжимающих напряжений. Последующий процесс разупрочнения приводит к формированию импульса большой протяженности с большими текущими значениями и частотой выбросов ЭДС. Это свидетельствует о большем охвате доменов в процессе магнитной переориентации.

Зависимость параметров ЭДС от СБ от относительной наработки образцов (рис. 3) свидетельствует о циклическом упрочнении стали при относительной наработке до  $K=0,4$ . Дальнейшее нагружение приводит к формированию микротрещин в объемах с критической плотностью дислокации и разупрочнением поверхностного слоя. Происходит накопление необратимых усталостных повреждений. Следовательно, используя рассматриваемые параметры ЭДС от СБ, можно оценить уровень усталостных повреждений в поверхностном слое стальных деталей. Изменение уровня селекции дает возможность регулировать чувствительность прибора к структурным изменениям стали при усталостном нагружении (рис. 4).

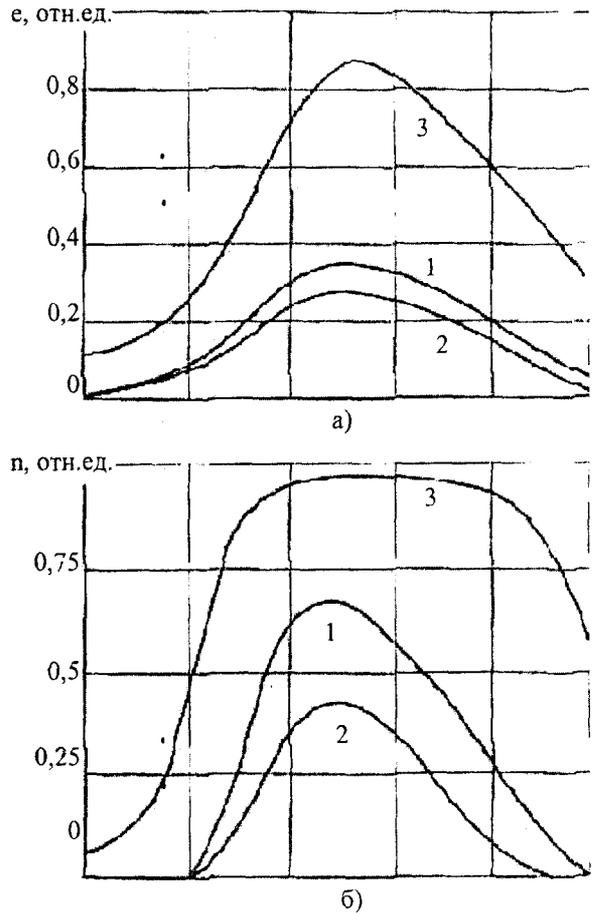


Рис. 2. – Распределение интенсивности (а) и числа выбросов (б) ЭДС от СБ за период изменения внешнего поля Тц при различной наработке образца:

1 –  $K=0$ ; 2 –  $K=72000$  цикл; 3 –  $K=300000$  цикл

Поверхностное пластическое деформирование деталей приводит к резкому снижению интенсивности и числа выбросов ЭДС. Это позволяет контролировать режимы обработки и характеристики деформации поверхностного слоя [1].

Влияние предварительного выглаживания на изменение числа выбросов ЭДС от СБ в процессе усталостного нагружения показано на рис. 5.

Алмазное выглаживание инструментом типа АСПК проводили на режимах, обеспечивающих различное упрочнение поверхностного слоя (таблица).

В качестве критерия оценки уровня накопления усталостных повреждений использовано относительное число выбросов ЭДС (отношение текущего значения числа выбросов к числу выбросов у образца до нагружения).

Анализ полученных данных свидетельствует о том, что структурные изменения поверхностного слоя при увеличении степени его упрочнения оказывают меньшее влияние на параметры ЭДС от СБ. Это объясняется смещением зоны наиболь-

Режимы выглаживания образцов из стали 30ХГСН2А и их эффективность

№ п/п	Режим выглаживания		Продольная подача, мм/об	Степень упрочнения поверхностного слоя, %	Наибольшие остаточные сжимающие напряжения в поверхностном слое, ГПа
	Сила выглаживания, кН	Радиус инструмента, мм			
1	0,1	3	0,1	8...10	-0,8
2	0,3	2	0,05	20	-1,45

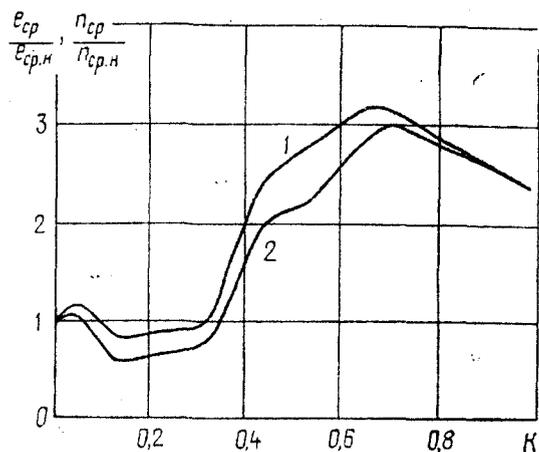


Рис. 3. – Зависимость относительного числа выбросов (1) и интенсивности (2) ЭДС от СБ от относительной наработки образцов К

шей повреждаемости в поверхностный слой вследствие взаимодействия остаточных сжимающих напряжений и напряжений, создаваемых при циклическом нагружении. Поэтому при контроле повреждаемости изделий, подвергаемых поверхностному пластическому деформированию, целесообразно повысить чувствительность за счет изменения уровня селекции (на рис. 5, кривая 4).

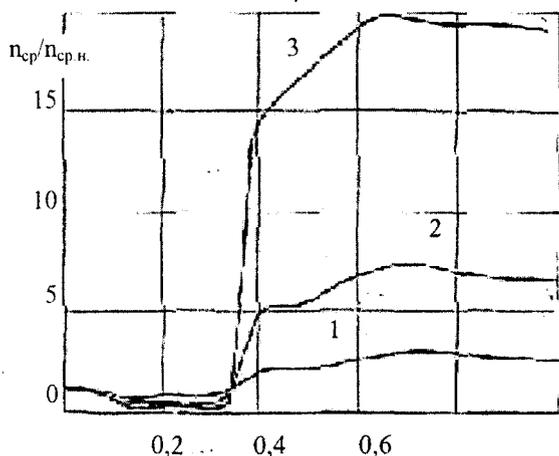


Рис. 4. – Зависимость относительного числа выбросов ЭДС от СБ от относительной наработки образцов при различном уровне селекции: 1 – U = 0,3 В; 2 – U = 0,7 В; 3 – U = 0,1 В

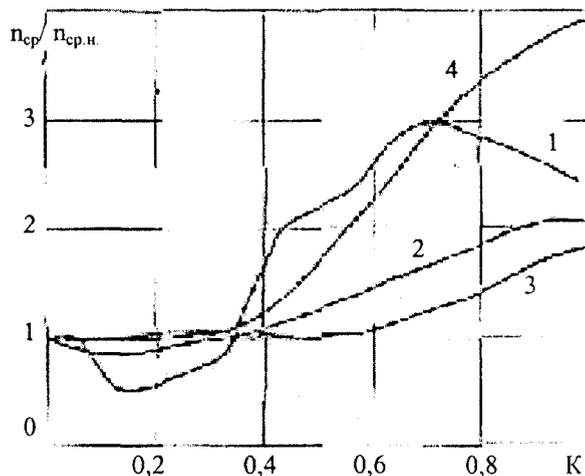


Рис. 5. – Зависимость относительного числа выбросов ЭДС от СБ от относительной наработки образцов, обработанных шлифованием (1) и алмазным выглаживанием по режимам № 1 (2) и № 2 (3, 4): 1 – 3 – U = 0,3 В; 4 – U = 1,2 В

Таким образом, оценка уровня накопления усталостных повреждений возможна на стадии циклического разупрочнения поверхностного слоя высокопрочных сталей. Отсутствие значимого отличия параметров ЭДС от СБ у деталей, отработавших часть ресурса, от соответствующих значений параметров контрольных деталей или образцов свидетельствует о возможности эффективного повышения ресурса при восстановлении их поверхностным пластическим деформированием.

Литература:

1. П्लешаков В.В. Неразрушающий контроль технологических напряжений. Учебное пособие. / В.В. П्लешаков, А.Г. Схиртладзе, Т.В. Никифорова – М.: МГТУ «СТАНКИН», 2002. – 156с.
2. Пляшаков В.В. Контроль качества поверхностного слоя деталей из высокопрочных сталей после алмазного выглаживания / В.В. Пляшаков, А.И. Соколик, А.Н. Лаврентьев // Процессы и оборудование абразивно-алмазной обработки. – М.: МИП, 1984. – С. 55–59.
3. Пляшаков В.В. Повышение надежности деталей, восстанавливаемых гальваническими покрытиями. – М.: Россельхозиздат, 1983. – 56 с.

УДК 621.3.082.62:620.192.63

Д-р техн. наук проф. С. Ф. Корндорф, асп. Д. А. Тупикин  
(Орловский государственный технический университет)  
г. Орел, тел. (0862)41-98-76; e-mail: pms@ostu.ru

## СПОСОБ ВЫЯВЛЕНИЯ И ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРОВ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ НЕОДНОРОДНОСТЕЙ В ПРИПОВЕРХНОСТНОМ СЛОЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ИЗДЕЛИЙ

*In article is submitted way, allowing reveal zones of surface under which are available thermoelectric heterogeneity and also define surface point coordinates under which thermoelectric heterogeneity is located, and heterogeneity arrangement depth.*

Контроль качества поверхности и приповерхностных слоев металлических изделий играет важную роль в машиностроении. Наличие дефектов и различных структурных изменений в поверхностном слое приводит к вариациям его физико-химических свойств и физического состояния. В результате этого у изделий возникают поверхностные зоны с механическими свойствами, которые значительно отличаются от свойств основной массы материала, и именно они становятся центрами зарождения процессов усталостного разрушения поверхностного слоя, а затем и детали в целом [1,2].

Для дефектов имеющих выход на поверхность часто эффективны оптические методы. Значительно сложнее контролировать дефекты расположенные вблизи поверхности, но не выходящие на неё. Существующие методы, такие как электромагнитные и акустические, хорошо применимы для выявления дефектов типа несплошностей - микротрещин, пор, каверн. Однако чувствительность их к микроструктурным дефектам, например типа скоплений вакансий и дислокаций мала. Одним из методов имеющих достаточную чувствительность к указанным дефектам, наряду с рентгенографией и аннигиляцией позитронов, является термоэлектрический [3].

Сущность метода заключается в создании в исследуемом объекте неоднородного температурного поля и измерении разности электрических потенциалов между различными точками этого объекта. Метод реализуется следующим способом. В контакт с исследуемым объектом приводится на достаточном удалении друг от друга два электрода, один из которых нагрет, и измеряется разность потенциалов между ними [4]. Указанная разность потенциалов является интегральной характеристикой термоэлектрических свойств зоны объекта, охваченной тепловым полем. Рассмотрим вид зависимостей для определения величины этой разности потенциалов (термо-ЭДС) при взаимодействии горячего электрода 1 (рис. 1) с термоэлектрически неоднородным телом 2, неоднородность которого распределена вдоль

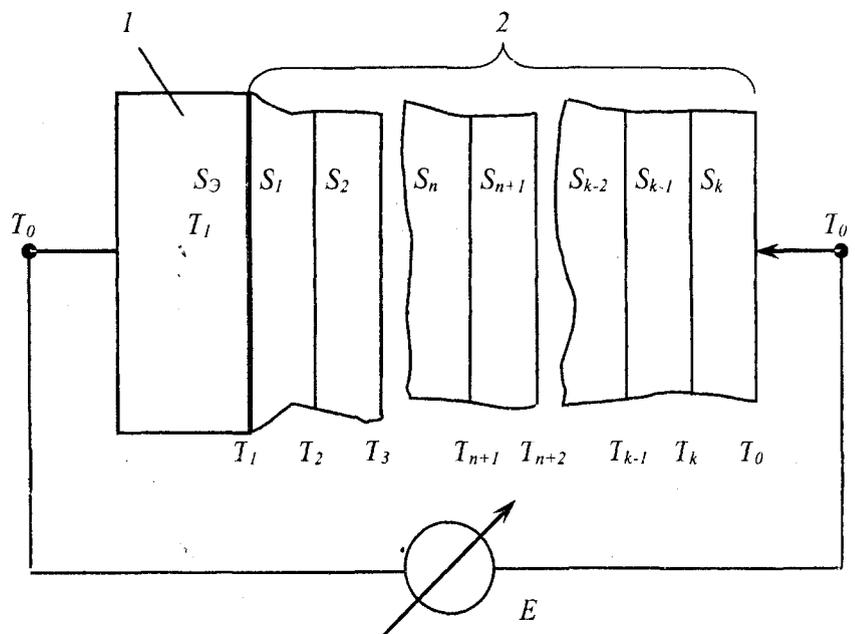


Рис. 1. – Схема одномерно термоэлектрически-неоднородного тела

одной оси, то есть, по сути, представляет собой совокупность из  $k$  слоев с различными термоэлектрическими свойствами. При этом предполагаем, что температура в теле изменяется также только вдоль одной оси, то есть пренебрегаем рассеянием тепла в других направлениях и считаем рассматриваемое тело и электрод цилиндром с идеальной теплоизоляцией боковой стенки.

Для различных значений  $k$  выражение для термо-ЭДС принимает следующий вид [5]:

1)  $k=1$  :

$$E_1 = T_0 S_{\ominus} - T_1 S_{\ominus} + T_1 S_1 - T_0 S_1 = (T_1 - T_0)(S_1 - S_{\ominus}); \quad (1)$$

2)  $k=2$  :

$$E_2 = T_0 S_{\ominus} - T_1 S_{\ominus} + T_1 S_1 - T_2 S_1 + T_2 S_2 - T_0 S_2 = (T_1 - T_2)(S_1 - S_{\ominus}) + (T_2 - T_0)(S_2 - S_{\ominus}); \quad (2)$$

3)  $k=3$  :

$$E_3 = T_0 S_{\ominus} - T_1 S_{\ominus} + T_1 S_1 - T_2 S_1 + T_2 S_2 - T_3 S_2 + T_3 S_3 - T_0 S_3 = (T_1 - T_2)(S_1 - S_{\ominus}) + (T_2 - T_3) \times (S_2 - S_{\ominus}) + (T_3 - T_0)(S_3 - S_{\ominus}); \quad (3)$$

И в общем виде:

$$E_k = \sum_{n=1}^{k-1} (T_n - T_{n+1})(S_n - S_{\ominus}) + (T_k - T_0)(S_k - S_{\ominus}), \quad (4)$$

где  $T_1, T_0$  – температуры соответственно нагретого и холодного электродов;

$S_{\ominus}$  – термоэлектрическая способность нагретого электрода;

$T_2, T_3, T_n, T_k$  – температуры на границах слоев неоднородного тела;

$S_1, S_2, S_3, S_n, S_k$  – термоэлектрические способности слоев неоднородного тела.

При стремлении толщины слоев к нулю, а их количества к  $k \rightarrow \infty$  получаем: разность потенциалов между изотермами, расположенными на расстоянии  $dx$  друг от друга :

$$dE = \frac{\partial T(x)}{\partial x} S(x) dx, \quad (5)$$

полная разность потенциалов (термо-ЭДС) :

$$E(L) = \int_0^L \frac{\partial T(x)}{\partial x} S(x) dx, \quad (6)$$

где  $L$  – толщина объекта;

$T(x)$  – величина избыточной, относительно исходной  $T_0$  температуры;

$S(x)$  – величина избыточной, относительно электрода  $S_{\ominus}$  термоэлектрической способности.

Из выражения (6) следует, что определить  $S(x)$  по единичному значению  $E$  невозможно и необходимо иметь массив значений  $E$ , соответствующий одной и той же функции  $S(x)$ . Одним из способов получения подобного массива является способ вариации наложенного на объект теплового поля.

Для применения способа вариации тепловых полей необходимо аналитически получить простую и адекватную модель теплового поля, создаваемого горячим электродом в исследуемом объекте и рассмотреть результаты взаимодействия указанного теплового поля с термоэлектрическими неоднородностями.

Рассмотрим случай (рис. 2, а) установки плоского электрода 1, полностью накрывающего поверхность исследуемого тела 2 толщиной  $L$ . Предположим, что в некоторой точке однородного тела, на расстоянии  $x$  от поверхности, в теле имеется некоторый бесконечно малый объем с отличными от остального тела термоэлектрическими свойствами – термоэлектрическая неоднородность 3, для простоты считаемая точечной. Пренебрежем рассеянием тепла боковыми стенками тела и электрода. Тепловое поле в этом случае моделируется уравнением для одномерного распределения температуры в прямоугольных координатах [6]:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = 0. \quad (7)$$

В качестве граничных условий задаются температуры на поверхности тела, то есть температура нагретого электрода  $T(0)=T_1$  и температура наружной поверхности (холодного электрода)  $T(L)=T_0$ . Решение для указанных граничных условий имеет вид [6]:

$$\frac{T(x) - T_0}{T_1 - T_0} = \left(1 - \frac{x}{L}\right), \quad (8)$$

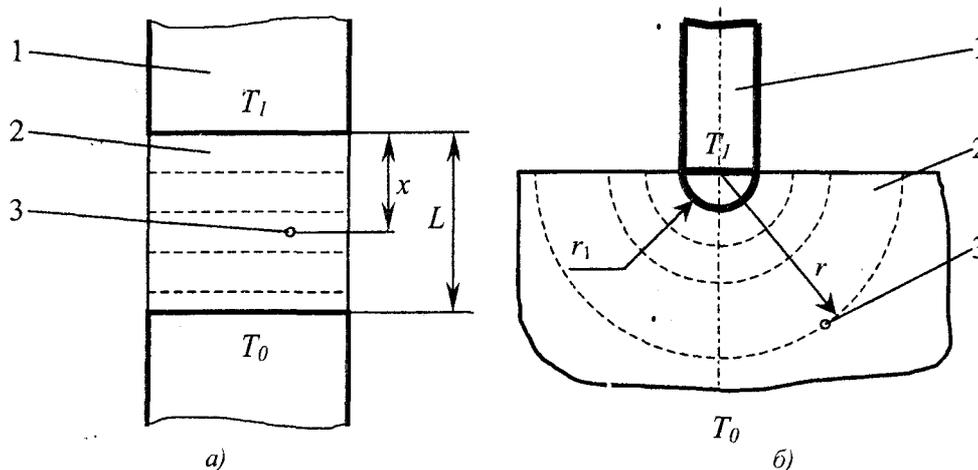


Рис. 2. – Тепловое поле создаваемое плоским электродом (а) и электродом с малым радиусом наконечника (б).

откуда следует, что температура в теле при заданных условиях изменяется по линейному закону перпендикулярно к его поверхности.

Вклад неоднородности 3 в величину интегральной термо-ЭДС, возникающей между телом и электродом определяется соответственно двумя факторами. Первым является перепад температур, имеющийся на неоднородности по нормали к изотерме. В соответствии с выражением (4), термо-ЭДС генерируемая, неоднородностью зависит от градиента температур на этой неоднородности.

Вторым фактором является то, что вклад в интегральную термо-ЭДС от любого слоя, ограниченного изотермическими поверхностями в целом не зависит от их площадей, а зависит только от перепада температур в этом слое. К такому выводу приводит рассмотрение однородного слоя бесконечно малой толщины с термоэлектрическими свойствами отличными от аналогичного соседнего слоя. Рассмотрим таким же образом термоэлектрически неоднородный слой, заключенный между изотермами и состоящий из нескольких участков с различной термоэлектрической способностью и площадью. Этот слой эквивалентен совокупности параллельно соединенных термопар с различной термоэлектрической способностью при одинаковом перепаде температур. Следовательно, он может быть заменен одной термопарой с некоторой средней термоэлектрической способностью при том же перепаде температур. Средняя термоэлектрическая способность неоднородного слоя является средневзвешенной по площади неоднородных участков, входящих в него.

Рассматриваемая неоднородность 3 имеет ограниченные размеры сечения изотермой, проходящей через нее. Следовательно, вклад, вносимый неоднородностью в интегральную термо-ЭДС зависит от отношения площади сечения неоднородности изотермой к площади всей изотермы. В итоге получим:

$$\Delta e = \frac{\partial T(x)}{\partial x} S(x) \Delta x \frac{P_1}{P_0}, \quad (9)$$

где  $P_1$  – площадь сечения неоднородности изотермой;

$P_0$  – площадь изотермы;

$S$  – отклонение термоэлектрической способности неоднородности от основного материала;

$\Delta x$  – размер неоднородности вдоль нормали к изотерме.

В рассмотренном случае (рис. 2, а) градиент температуры в теле является постоянной величиной, а площадь всех изотермических сечений для рассматриваемого случая одинакова. Отсюда следует, что влияние неоднородности 3 на интегральную термо-ЭДС не зависит от ее местоположения в теле.

Рассмотрим тепловое поле (рис. 2, б) для случая установки электрода 1 со сферическим наконечником малого радиуса  $r_1$  на плоскую поверхность массивного тела 2, которое можно считать бесконечным относительно электрода, и имеющего внутри некоторую малую термоэлектрическую неоднородность 3 на расстоянии  $r$  от места установки горячего электрода.

Для рассматриваемого случая примем радиус скругления электрода  $r_1$  столь малым, что под действием прижимающей силы наконечник погружается в поверхность тела на глубину равную радиусу. Конечно, в реальности это невозможно, поскольку приведет к повреждению поверхности, но и в реальных условиях, при установке сферических электродов, контакт происходит по некоторой эллиптической поверхности, форма которой зависит от радиуса электрода и усилия прижатия, и при этом исследуемая поверхность и электрод испытывают только упругие деформации и поверхность не повреждается. Однако мы рассматриваем предельный случай, поэтому можем позволить себе подобные допущения.

Пренебрежем рассеянием тепла от наружных поверхностей тела 1 и электрода 2 в окружающую среду. При этом задача явится случаем стационарного одномерного распределения температуры в сфере, при отсутствии внутреннего тепловыделения, и описывается уравнением в сферических координатах[6]:

$$\frac{1}{r^2} \frac{d}{dr} \left( r^2 \frac{dT}{dr} \right) = \frac{1}{r} \frac{d^2(rT)}{dr^2} = 0.$$

Граничными условиями для него являются заданные температуры внутренней и наружной поверхности сферы, то есть соответственно электрода  $T(r_1)=T_1$  и наружной поверхности тела  $T(r_0)=T_0$ . Решение данного уравнения описывается соотношением[6]:

$$\frac{T(r)-T_0}{T_1-T_0} = \frac{r_1(r_0-r)}{r(r_0-r_1)}, \quad (10)$$

где  $r_0$  – расстояние от точки касания горячего электрода до точки касания холодного электрода.

В случае если наружная поверхность тела считается бесконечно удаленной от точки касания горячего электрода выражение (10) примет вид:

$$\frac{T(r)-T_0}{T_1-T_0} = \frac{r_1}{r}. \quad (11)$$

Из выражений (10) и (11) следует, что температура в теле при установке на поверхность горячего электрода с малым радиусом наконечника изменяется по гиперболическому закону в радиальном направлении, а изотермы в этом случае представляют собой сферические поверхности, площади которых прямо пропорциональны квадрату радиуса  $r$ . Соответственно вклад неоднородности в инте-

гральную термо-ЭДС для рассматриваемого случая в зависит от градиента температур, который обратно пропорционален квадрату расстояния  $r$ . Он так же зависит от отношения площади сечения неоднородности изотермой к площади всей изотермы. Из вышесказанного следует, что для рассматриваемого случая(рис. 2, б) влияние произвольной малой термоэлектрической неоднородности на общую величину термо-ЭДС обратно пропорционально четвертой степени расстояния между неоднородностью и точкой касания поверхности горячим электродом.

Анализируя совместно выражения (8) и (10) обозначим эквивалентные величины:

$$r = x + r_1, \quad r_0 = L. \quad (12)$$

Выражение (10) примет вид:

$$\frac{T(x)-T_0}{T_1-T_0} = \frac{r_1(L-x-r_1)}{(x-r_1)(r_0-r_1)} = \frac{r_1(L-x)-r_1^2}{x(L-r_1)+Lr_1-r_1^2}. \quad (13)$$

Пренебрегая, ввиду малости, величинами  $r_1^2$ , получим:

$$\frac{T(x)-T_0}{T_1-T_0} \approx \frac{r_1(L-x)}{x(L-r_1)+Lr_1}.$$

При  $r_1$  стремящемся к  $L$  выражение (14) стремится к виду (8). Это указывает на то, что рассмотренные модели тепловых полей являются предельными частными случаями одной и той же модели. В реальных условиях при термоэлектрическом контроле методом контактирующих электродов тепловое поле представляет собой некоторый промежуточный случай относительно двух рассмотренных, при чем более близкий к первому, поскольку в реальности  $r_1 \ll L$ .

Подставив (12) в (11) получим модель теплового поля для случая толщины пластины  $L$  много больше рассматриваемых радиусов изотерм  $x$ :

$$\frac{T(x)-T_0}{T_1-T_0} = \frac{r_1}{x+r_1}. \quad (15)$$

С учетом вышеуказанных допущений эта модель удовлетворяет поставленным условиям простоты и адекватности.

Вклад в интегральную термо-ЭДС, от некоторой малой термоэлектрической неоднородности в тепловом поле, описываемом выражением (15), по аналогии с (9) примет вид:

$$\Delta e = (T_1 - T_0) \frac{-r_1}{(x + r_1)^2} \Delta x \cdot S \cdot \frac{P_1}{2\pi x^2}, \quad (16)$$

где  $P_0 = 2\pi x^2$ .

Из (16) следует, что рассматриваемый способ применим в первую очередь для контроля поверхностных слоев материала, поскольку вклад неоднородности в интегральную термо-ЭДС быстро падает по мере роста расстояния  $x$  и при достижении им уровня погрешности измерения термо-ЭДС выявление неоднородностей не представляется возможным.

Выражение (16) можно несколько упростить, перейдя к безразмерным координатам. Введем подстановку:  $a = x/r_1$ . В результате получим:

$$\Delta e = (T_1 - T_0) \frac{-1}{(a + 1)^2} \Delta a \cdot S \cdot \frac{P_1}{2\pi a^2}. \quad (17)$$

Рассмотрим взаимодействие некоторой приповерхностной неоднородности 3 (рис. 3) с тепловым полем (15) для случая перемещения горячего электрода 1, вдоль поверхности тела 2. При этом термо-ЭДС, генерируемая неоднородностью, описывается выражением (17). При перемещении электрода по поверхности эта величина изменяется (рис. 4) и экстремальное ее значение соответствует точке поверхности, непосредственно над неоднородностью. При удалении от этой точки генерируемая неоднородностью величина изменяется, уменьшаясь по модулю.

Пусть при удалении от точки максимума на величину  $k$  генерируемая неоднородностью ЭДС уменьшится в  $1/z$  раз:

$$z = \frac{\Delta e_1}{\Delta e_m} = \frac{(T_1 - T_0) \frac{-1}{(b+1)^2} \Delta a \cdot S \cdot \frac{P_1}{2\pi b^2}}{(T_1 - T_0) \frac{-1}{(a+1)^2} \Delta b \cdot S \cdot \frac{P_1}{2\pi a^2}} = \frac{(a+1)^2 a^2}{(b+1)^2 b^2}, \quad (18)$$

где  $\Delta e_m$ ,  $\Delta e_1$  – термо-ЭДС, генерируемая неоднородностью при установке электрода в точки  $O$  и  $O'$  соответственно;

$a$ ,  $b$  – расстояние от поверхности до неоднородности при установке электрода в точки  $O$  и  $O'$  соответственно.

Для простоты считаем, что площади сечения неоднородности изотермами размеры вдоль нормалей к изотермам в обоих случаях одинаковы. Это допустимо при стремлении размеров неоднородности к нулю.

Подставляя  $b = \sqrt{a^2 + k^2}$  в (18) получим:

$$z = \frac{(a+1)^2 a^2}{(\sqrt{a^2 + k^2} + 1)^2 (a^2 + k^2)}. \quad (19)$$

Аналитически решить это уравнение относительно  $a$  невозможно, но для практических целей достаточно получить численное решение. На рис. 4 приведено относительное изменение генерируемой термо-ЭДС в зависимости от величины смещения  $k$  при различной глубине залегания неоднородности  $a$ . Из рисунка видно, что определить расстояние от поверхности до неоднородности по имеющейся зависимости  $z=z(k)$  не составляет труда. Достаточно определить величину смещения  $k$ , при которой величина  $z$  принимает некоторое заданное значение, после чего воспользоваться графиком, пример которого представлен на рис. 5.

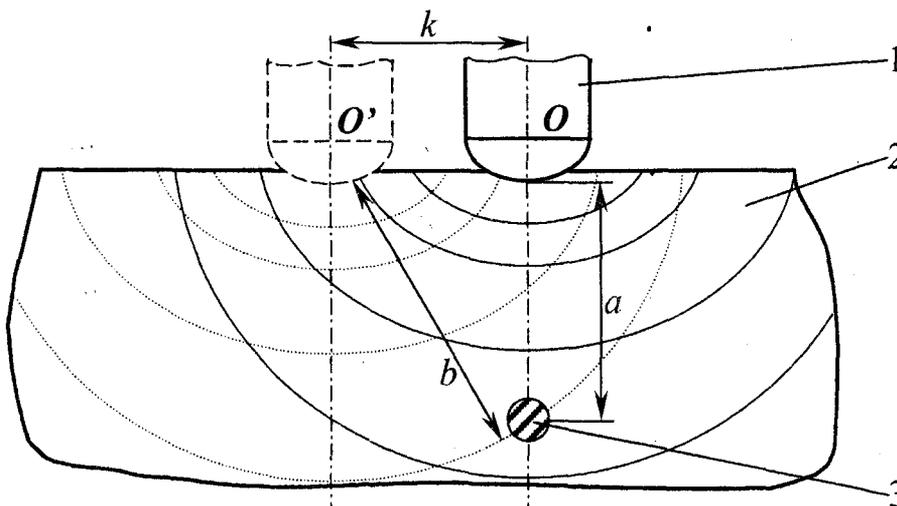


Рис. 3. – Взаимодействие неоднородности с тепловым полем при перемещении электрода по поверхности

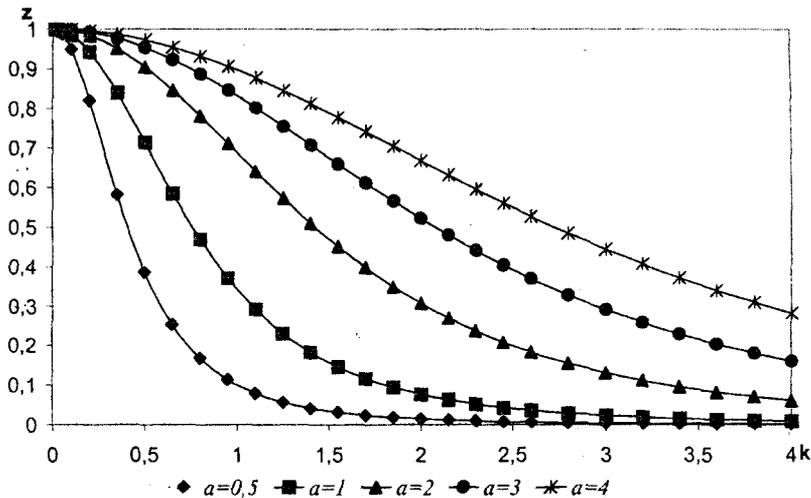


Рис. 4. – Относительное изменение термо-ЭДС при перемещении электрода по поверхности

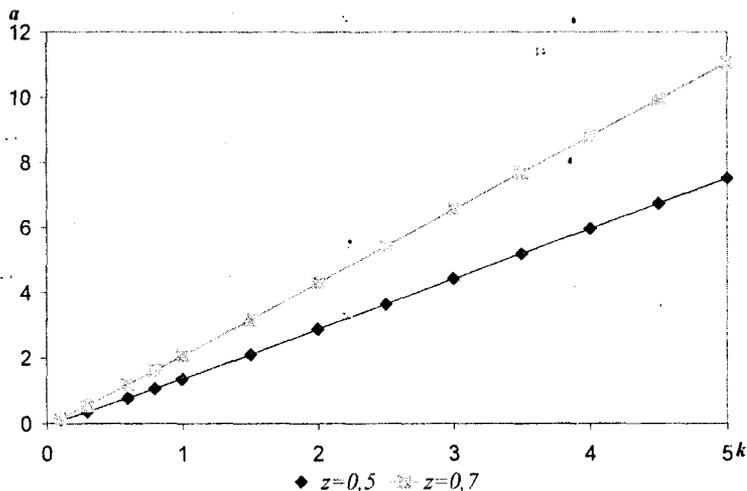


Рис. 5. – Графики для определения глубины залегания неоднородности  $a$  по величине смещения  $k$  при заданной величине  $z$

Таким образом, предлагаемый способ позволяет:

- 1) Выявить зоны поверхности, под которыми имеются термоэлектрические неоднородности;
- 2) Определить координаты точки поверхности, под которой расположена термоэлектрическая неоднородность, и глубину ее залегания.

Данный способ является приближенным, так как реальные неоднородности имеют ненулевые размеры. Если при экспериментальных исследованиях полученная зависимость  $z = z(k)$  имеет форму, отличную от приведенной на рис. 4, то это означает что, либо неоднородность имеет значительные размеры и ее нельзя считать точечной, либо в рассматриваемом объеме имеется несколько неоднородностей.

**Литература:**

1. Костецкий Б.И. Поверхностная прочность материалов при трении / Б.И. Костецкий, И.Г.

Носовский, А.К. Караулов и др. – Киев: Техніка, – 1976. – с.

2. Любарский И.М. Повышение износостойкости тяжело нагруженных шестерен. – М.: Машиностроение, – 1965.

3. Лухвич А.А. Структурная зависимость термоэлектрических свойств и неразрушающий контроль / А.А. Лухвич, А.С. Каролик, В.И. Шарандо. – Минск: Навука і тэхніка, – 1990. – 192с.

4. Суворов Л.М. Термоэлектрический метод измерения толщины гальванических покрытий // Заводская лаборатория, – 1964. – №8. – С. 959-962.

5. Павлов Б.П. Термоэлектрическая неоднородность электродов термопар. — М.: Изд-во стандартов, – 1979. – 72 с.

6. Крейт Ф. Основы теплопередачи / Ф. Крейт, У. Блэк.: Пер. с англ. – М.: Мир, – 1983. – 512с.

**БИОМЕДИЦИНСКИЕ ПРИБОРЫ И СИСТЕМЫ**

УДК 621.373.826

*Канд. техн. наук Е. В. Шалобаев, Ю. С. Монахов**(Санкт-Петербургский государственный институт точной механики и оптики (технический университет))**г. Санкт-Петербург, тел. (812)2323150, e-mail: shalobaev47@mail.ru**В. Т. Ефименко, А. В. Ефименко**(НПО «СКАЛА»)**г. Санкт-Петербург, тел. (812)4224666***РАЗРАБОТКА И ИЗГОТОВЛЕНИЕ  
ОПТОМЕХАНИЧЕСКОГО ДЕФЛЕКТОРА НА ОСНОВЕ  
МОМЕНТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ТОРСИОНОВ**

*By authors of clause it is created original optiko-mechanical deflektor which allows to remove such lacks of analogue as low reliability and durability, labour input at technical service and repair, and also low frequency of scanning of an optical beam.*

Центральное место в сканирующих лазерных установках, производимых «НПО СКАЛА» занимают оптико-механические дефлекторы – двухкоординатные электромагнитные устройства управления лазерным лучом в пространстве. Имевшие место ранее оптико-механические дефлекторы с колеблющимися зеркалами, не отвечали поставленным требованиям. В них управление колебаниями зеркала и направленного на него лазерного луча, обеспечивается изменением тока в обмотках электромагнитов, вызывающее повороты якоря с закреплённым на нём плоским зеркалом. Плечи якоря в такой конструкции, снабжены постоянными магнитами, расположенными напротив сердечников электромагнитов, а ось колебаний зеркала совпадает с его плоскостью и осью колебаний якоря. При обесточенных обмотках якорь удерживается в определённом положении пружинами с их начальным преднатяжением (растяжением). Это, в процессе эксплуатации, приводит к остаточной деформации пружин, изменению их номинальных характеристик и необходимости периодической юстировки дефлектора. Кроме того, возвращающие пружины оттягивают якорь с зеркалом в одну сторону в направлении перпендикулярном оси поворота и создают постоянную одностороннюю нагрузку на подшипники, что вызывает их срабатывание.

Таким образом, недостатками имеющегося аналога являются невысокая надёжность и долговечность, трудоёмкость при техническом обслуживании и ремонте, а также из-за ограниченности хода плечей якоря – относительно небольшие углы поворота зеркала и по причине малой жёсткости пружин и высокой индуктивности катушек электромагнитов – низкая частота сканирования оптического луча.

Указанные выше недостатки, устранены в разработанной конструкции. Предлагаемый резонансный двухкоординатный дефлектор конструктивно

решён двумя совместно работающими модуляторами, ориентированными в пространстве так, что оси поворота их отражающих поверхностей перпендикулярны друг другу. Каждый отдельно взятый модулятор включает в себя статор с двумя обмотками управления и постоянными магнитами и полый ротор, с закреплённым на его конце зеркалом. Ротор выполнен в виде цилиндра с центральным продольным отверстием с отсечёнными в средней части симметрично, относительно центральной продольной оси сегментами так, что ширина этой части в три раза больше её толщины. Концы ротора заключены в подшипники. Внутри полого ротора вставлен упругий элемент – торсион, его диаметр относится к толщине и длине ротора как 1:3:60. Одним концом закреплённый в начале ротора, торсион проходит по всей длине внутри ротора и крепится другим своим концом к неподвижному наконечнику, зафиксированному, как и подшипники ротора по одной оси в корпусе модулятора.

Отсутствие в предлагаемой конструкции дефлектора каких-либо элементов с поступательным движением и размещением торсиона внутри полого ротора позволяет максимально уменьшить габариты, делает прибор удобным в эксплуатации и обеспечивает высокий ресурс работы при неизменном значении номинальных параметров.

Ограниченность угла отклонения зеркал в имеющемся аналоге связана с габаритами модулятора, увеличение которого, в свою очередь, кроме практических трудностей, влечёт за собой увеличение числа витков в обмотках и, соответственно, увеличение индуктивности катушек, что ограничивает частоту сканирования. Предлагаемое устройство свободно от таких взаимно ограничивающих факторов. При его работе угол пространственной развёртки луча 20 градусов (вместо 12 градусов аналога), а частота сканирования 320 Гц (в три раза больше, чем у аналога).

Источником движения в предлагаемой конструкции служит моментный двигатель (МД). Моментным двигателем называется электромеханический преобразователь, у которого на вход подается электрический сигнал постоянного или переменного тока, а выходом является электромагнитный момент. При этом, в рабочем режиме ротор двигателя либо неподвижен, либо вращается, но с малой частотой. С учетом рабочего режима МД энергия, подводимая к нему из сети, почти полностью выделяется в виде тепла в обмотках двигателя. Момент, развиваемый двигателем, уравнивается механической пружиной (торсионом), а выходом прибора является угол поворота, зависящий от сигнала, подаваемого в обмотку управления (ОУ).

Данный двигатель относится к классу поляризованных МД, в которых поток в зонах взаимодействия статора и ротора создается совместно с постоянным магнитом (ПМ) к ОУ. Двигатель двухполюсный. В одних воздушных зазорах моментного двигателя магнитодвижущая сила (МДС) ПМ и ОУ, а, следовательно, и соответствующие индукции направлены согласно, а в других – встречно. В результате возникает реактивный вращающий момент, направленный в сторону уменьшения магнитного сопротивления тех воздушных зазоров, в которых индукции складываются.

Питание ОУ осуществляется постоянным током: для реверсирования МД надо изменить направление тока в ОУ. Диапазон углов поворота составляет несколько градусов. При небольших отклонениях ротора от среднего положения момент пропорционален току ОУ и мало зависит от угла поворота ротора. Так как основная доля в суммарном потоке МД приходится на поток постоянного магнита, потребляемая мощность на единицу момента, а также постоянная времени небольшие.

Режим сканирования устанавливается путем выбора необходимого поля сканирования с возможностью плавного изменения его геометрических параметров по обеим координатам или по каждой в отдельности, в зависимости от размеров и формы облучаемой поверхности.

Поля сканирования могут быть различными и задаются в соответствии с патологическим процессом, имеющимся у больного, и формой облучаемой поверхности. Применение ряда простейших кадров (точка или отрезок) возможно с изменением частотного режима. При использовании более сложных кадров применяют амплитудную модуляцию фигур сканирования, что позволяет воздействовать на каждую точку облучаемой поверхности с определенной частотой, которая накладывается на частоту сканирования. Например, из неподвижной окружности можно получить спираль Архимеда, а из овала Кассиани - комбинацию спирали Архимеда и вращающейся окружности с преобразованием в точку и с возвратом в исходной конфигурации. Горизонтальные и вертикальные «очки» Лемниската можно преобразовать в точки, а последние возвратить к первоначальным фигурам. Из фигуры Лиссажу при включении фазового вращения и модуляции можно получить точку, которую затем превратить в исходную фигуру.

Необходимая конфигурация сканирования задается путем фазового вращения базовых фигур с возможностью остановки в требуемой фазе. Предусмотрено изменение частоты сканирования от 0 до 320 гц.

Для повышения стимулирующего эффекта изменяют режим амплитудной модуляции фигур ска-

нирования в точку от заданного или до заданного параметра и исключением облучения определенной зоны с возможностью дискретного изменения частоты модуляции, т.е. применяемая модуляция позволяет воздействовать с определенной частотой на каждую точку, заключенную внутри фигур сканирования.

Помимо непрерывного режима излучения лазера в установке предусмотрен импульсный режим работы с изменением длительности импульсов и скважности. Максимальная частота следования импульсов 50 Гц, а максимальное отношение длительности импульса к задержке 1:100. Максимальное расстояние от среза сканирующего устройства до облучаемой поверхности кожи 1 м.

При уменьшении амплитуды сканирования, то есть размеров соответствующих кадров, доля энергетической экспозиции для каждой точки облучаемой поверхности увеличивается.

Схема дефлектора приведена на рис. 1.

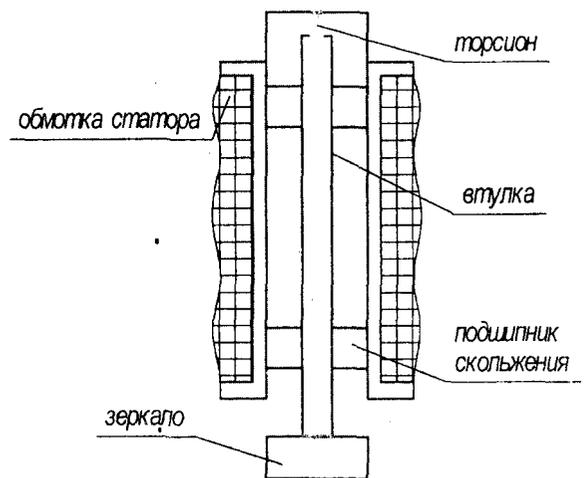


Рис. 1. – Схема дефлектора

Устройство работает следующим образом. На рис. 2 показано направление магнитной индукции при определенном направлении тока в обмотках, и видно, что в нижней левой и верхней правой частях статора магнитные поля постоянных магнитов и обмоток управления складываются, а в правой нижней и левой верхней – вычитаются. В этом случае ротор будет поворачиваться по часовой стрелке. При прохождении переменного тока через витки обмоток, частота и амплитуда которого задаются блоком управления в зависимости от необходимой траектории сканирования, возникающее переменное магнитное поле приводит ротор во вращательно-колебательное движение. При этом, роль силы, пропорциональной величине угла поворота ротора и возвращающей его в первоначальное положение играет сила упругости, возникающая при скручивании торсиона. Вместе с ротором колеблется закрепленное на нём зеркало, а отражённый от него оптический луч совершает колебательное движение, описывая траекторию, заданную блоком управления.

Далее приводится расчёт основных параметров оптомеханического дефлектора.

Расчёт магнитной цепи (рис. 3).

Параметры в реле магнита:

$H_m = 5000 \text{ А/м}$  – напряжённость поля;

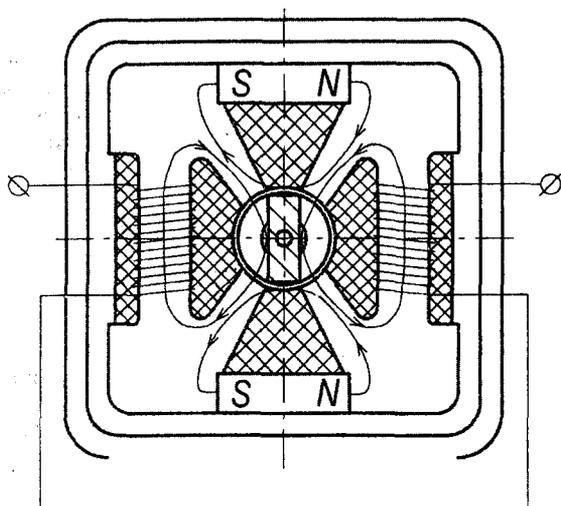


Рис. 2. – Направление магнитной индукции

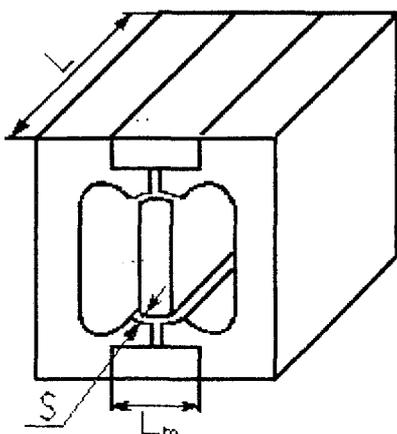


Рис. 3. – Магнит

$B_m = 0,3$  Тл – магнитная индукция.  
 Марка магнита: феррит бария 15БА300  
 $L_m = 9 \cdot 10^{-3}$  м – длина ферромагнитной части магнита;  
 $S_m = 48,26 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup> – площадь поперечного сечения магнита;  
 $S = 0,075 \cdot 10^{-3}$  м – длина воздушного зазора;  
 $\sigma = 1,65$  – коэффициент рассеяния потока;  
 $S_h = 16,5$  м<sup>2</sup> – активная площадь полюсных наконечников.

$$H_m = -N \cdot B_m,$$

где

$$N = 0,8 \cdot 10^{-6} \frac{2 \cdot S \cdot S_m}{\sigma \cdot L_m \cdot S_h} = 236 \cdot 10^2.$$

Расчёт магнитной индукции в рабочем зазоре постоянного магнита.

На рис. 4 представлена магнитная цепь МД с магнито-мягким ротором, полюса которого двигаются перпендикулярно силовым линиям рабочего зазора. Поток постоянного магнита имеет поперечное значение. Схема замещения магнитной цепи представлена на рис. 5 (для одного полюса). В цепь включен источник потока  $\Phi_M$  постоянного магнита и образованные рабочими зазорами магнитной

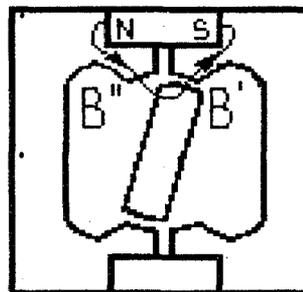


Рис. 4. – Магнитная цепь МД с магнито-мягким ротором

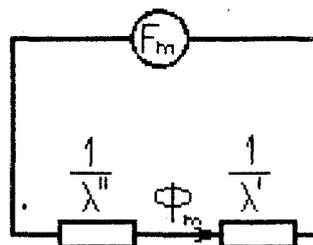


Рис. 5. – Схема замещения магнитной цепи МД с магнито-мягким ротором

проводимости  $\lambda'$  и  $\lambda''$ . Тогда магнитная индукция в рабочем зазоре определяется как:

$$B_M^0 = \frac{\Phi_M}{2 \cdot b_0 \cdot L} = 0,88 \text{ Тл},$$

где  $\Phi_M = 14,5 \cdot 10^{-6}$  Вб – магнитный поток, вырабатываемый постоянным магнитом;  
 $b_0 = 0,65 \cdot 10^{-3}$  мм – длина дуги одного рабочего зазора при среднем положении ротора;  
 $L = 12,7 \cdot 10^{-3}$  мм – осевая длина зубца статора и полюса.

Расчёт магнитной индукции в рабочем зазоре обмотки управления.

Магнитная цепь снабжённая обмоткой управления представлена на рис. 6. Соответствующая ей схема замещения изображена на рис. 7. Магнитная индукция в зазоре, созданная ОУ при среднем положении ротора определяется как:

$$B_Y^0 = \frac{\mu_0 \cdot W \cdot I}{2 \cdot S} = 0,66 \text{ Тл},$$

где  $\mu_0 = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7}$  В·с /А·м – магнитная проницаемость воздуха;

$W = 94$  – число витков обмотки управления;

$I$  – ток обмотки управления;

$S = 0,075 \cdot 10^{-3}$  м – длина воздушного зазора.

Расчёт момента двигателя постоянного тока.

В данной схеме зубец ротора поляризованного МД взаимодействует с двумя зубцами ротора. Если при этом магнитная цепь МД не насыщена и зубцы ротора двигаются перпендикулярно силовым линиям, то момент одного зубца ротора, взаимодействующего с двумя зубцами ротора, равен:

$$M = \frac{K_\mu \cdot S \cdot L \cdot (D+S)}{2 \cdot \mu_0} \cdot \left[ (B_M^I + B_Y^I)^2 - (B_M^II - B_Y^II)^2 \right],$$

где  $K_\mu = 1,2$  – коэффициент запаса;

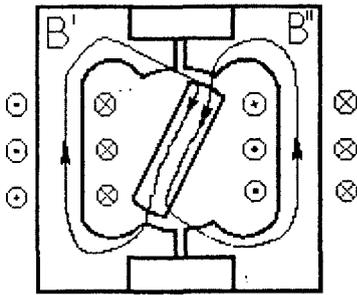


Рис. 6. – Магнитная цепь снабжённая обмоткой управления

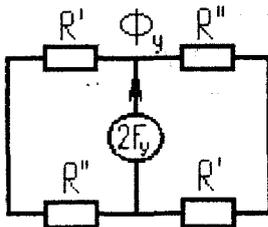


Рис. 7. – Схема замещения магнитной цепи, снабжённой обмоткой управления

$D = 4,85 \cdot 10^{-3}$  – диаметр ротора.

Расчёт резонансной частоты.

Момент инерции полюсной части ротора (рис. 8):

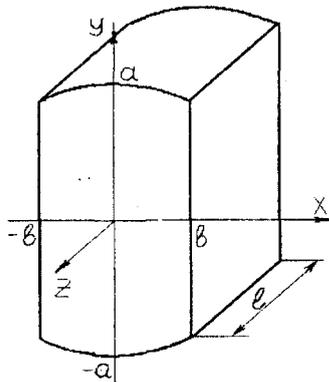


Рис. 8. – Полюсная часть ротора

$$I_P = \frac{\rho L}{16} \left[ \frac{1}{3} b_1 \sqrt{R_1^2 - b_1^2} (2b_1^2 + R_1^2) + R_1^4 \arcsin \frac{b_1}{R_1} \right] = 2,51 \cdot 10^{-7} \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где  $2R = 4,85 \text{ мм} = R_1$ ;  
 $2b = 1,67 \text{ мм} = b_1$ ;  
 $2a = 4,55 \text{ мм} = a_1$ ;  
 $\rho = 7,88 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$  – плотность стали.

Момент инерции зеркала на втулке (рис. 9):

$$I_S = \rho \cdot a_2 \cdot b_2 \cdot L \cdot \frac{(a_2^2 - b_2^2)}{12} = 0,71 \cdot 10^{-9} \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где  $2a = 7 \text{ мм} = a_2$ ;  
 $2b = b_2 = 1 \text{ мм}$ ;  
 $L = 11 \text{ мм}$ ;  
 $\rho = 2,21 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$  – плотность кварцевого стекла.

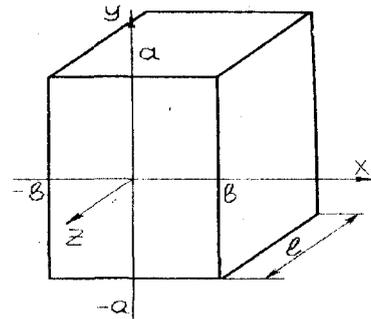


Рис. 9. – Зеркало на втулке

Момент инерции втулки (рис. 10):

$$I_B = \rho(V_1 - V_2) \cdot \frac{R_1^2 + R_2^2}{2} = 0,62 \cdot 10^{-9} \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где  $R_1 = 2 \text{ мм}$ ;  
 $R_2 = 0,8 \text{ мм}$ ;  
 $L = 9 \text{ мм}$ ;  
 $\rho = 2,79 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$  – плотность алюминия.  
 Моментная жёсткость торсиона:

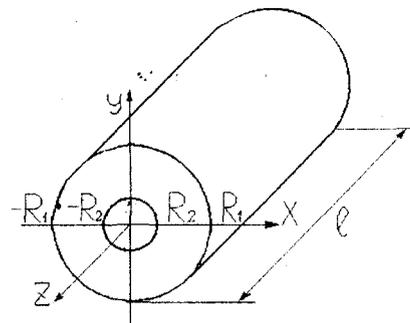


Рис. 10. – Втулка

$$C = \frac{M}{\phi} = 1,61 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $M$  – момент создаваемый МД;  
 $\phi = 10^\circ$  – угол закручивания торсиона.

С учётом последнего, резонансная частота колебательной системы равна:

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{C}{I_P + I_S + I_B}} = 317 \text{ Гц} \approx 320 \text{ Гц}.$$

В результате выполнения работы создан оригинальный оптико-механический дефлектор, который обеспечивает выполнение указанных выше требований и на него подана заявка на патент и получен положительный ответ.

«НПО СКАЛА» проводит дальнейшие разработки по усовершенствованию оптомеханического дефлектора, как в части уменьшения его габаритов, так и по увеличению резонансной частоты и рабочего угла поворота.

Часть материалов статьи выполнена в рамках Гранта РАН и Правительства Санкт-Петербурга 2003 года № М03-3.5Д-301.

**ПРИБОРЫ И УСТАНОВКИ ДЛЯ НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ**

УДК 620.179.1.082.7:658.58

Канд. техн. наук, доц. В. В. Мишин,  
асп. В. В. Марков  
(Орловский государственный технический университет)  
Россия, г. Орел, (0862)419876, e-mail: pms35@ostu.ru

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ  
ВЛИЯНИЯ ВНУТРЕННИХ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКА  
И РЕЖИМОВ ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ПАРАМЕТРЫ ФУНКЦИИ  
ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ**

*The structure and principle action of experimental plant for research the rolling bearings. The plant a mean for learning the influence of inside the parameters of bearing and the conditions his exploitation on the parameters of a function electrical resistance. It use is allow fulfill the diagnostically parameters, which was offer by theoretical researches a mathematical model of electrical resistance of rolling bearing.*

**Общие требования к экспериментальной установке**

При подтверждении адекватности разработанной математической модели электрического сопротивления подшипника [1, 2] процессам, происходящим в их зонах трения; выявлении взаимосвязи внутренних параметров подшипника и режимов его эксплуатации с параметрами функции электрического сопротивления возникла необходимость в проведении экспериментальных исследований.

Основным фактором, определяющим принципы построения установки, обеспечивающей проведение экспериментальных исследований, является необходимость снятия с подшипника электрического сигнала и его последующей обработки [3] в соответствии с поставленными исследовательскими задачами.

При контроле технического состояния подшипника или подшипникового узла без собственного привода, или когда использование собственного привода невозможно (нестабильность частоты вращения, сильные электрические помехи), необходимо использовать специализированное устройство – *механический испытательный стенд*. При этом объект контроля (как правило, подшипниковый узел) устанавливается на центрирующий элемент (для объектов цилиндрической формы – измерительная плита или призма) и фиксируются на нем. С помощью муфты к ротору объекта присоединяют электродвигатель, который также закрепляют на центрирующем элементе. Электродвигатель производит вращение ротора исследуемого объекта с требуемой частотой вращения.

Кроме того, механическая часть экспериментальной установки должна быть снабжена блоком специализированного радиального нагружения,

соединяющимся с объектом контроля посредством муфты. Необходимым элементом установки является также токосъемное устройство, обеспечивающее подключение электронной части средства контроля к объекту. В работе [4] выполнен анализ характеристик токосъемных устройств, используемых при реализации электрических методов трибомониторинга, и обоснована возможность применения обычных медно-графитовых токосъемников при контроле технического состояния подшипников по их электрическому сопротивлению (флуктуации сопротивления такого токосъемника во много раз меньше флуктуаций сопротивления смазочной пленки в подшипнике).

В узлах, как правило, на одном металлическом валу или в одном металлическом корпусе установлено не менее двух подшипников. Поэтому при контроле состояния подшипников электрическими методами возникает проблема выделения информации о конкретном подшипнике из общего сигнала. Для решения этой задачи наиболее часто используют два подхода. Первый заключается в учете разности сопротивлений участков корпуса и вала между подшипниками в узле, а второй – в специальном нагружении подшипникового узла, при котором контролируемый подшипник нагружают требуемым при контроле силовым воздействием, а другой нагружают силовым воздействием, характерным для обычного режима работы узла. В этом случае при обработке суммарного электрического сигнала выделяют его переменную составляющую, которая содержит информацию о параметрах только контролируемого подшипника. Силовое контрольное воздействие может быть создано с помощью блока специализированного радиального нагружения.

Эти известные способы и устройства выделения информации о конкретном подшипнике в узле использованы при проектировании механического испытательного стенда, позволяющего моделировать заданные режимы работы подшипника.

Кроме уже рассмотренных блоков и устройств, экспериментальная установка должна содержать **электронный блок**, преобразующий сопротивление подшипника в электрический сигнал и обрабатывающий его в соответствии с поставленными задачами. Входная цепь электронного блока должна поддерживать на подшипнике необходимое значение стабильного тока (1 – 1,5 мкА). Чувствительность электронного блока должна обеспечивать требуемую точность измерения сопротивления. В электронном блоке должны быть предусмотрены каналы измерения частоты вращения колец подшипников и, при необходимости, каналы измерения положения вектора радиальной силы и сепаратора.

В качестве объектов экспериментальных исследований выбраны подшипники, широко применяемые в машино- и приборостроении – приборный шариковый подшипник 1000900 и используемые в машиностроении подшипники 208, 306 и 113. Для моделирования макроотклонений дорожек качения колец подшипника был принят подход, заключающийся в имитации факторов, непосредственно формирующих макрогеометрию дорожек качения колец при сборке подшипника и монтаже подшипникового узла.

#### *Описание механического испытательного стенда*

Для проведения экспериментальных исследований модернизирован разработанный на кафедре «Приборостроение, метрология и сертификация» многофункциональный испытательный стенд, обеспечивающий возможность моделирования различных макроотклонений дорожек качения колец подшипника и имитации ряда режимов его эксплуатации, а также задания комплекса конструктивных параметров и технологических погрешностей изготовления и сборки двухопорных подшипниковых узлов.

Механический испытательный стенд обладает следующими техническими характеристиками:

- диапазон моделирования отклонения от круглости, мкм: 0...200;
- диапазон моделирования отклонения от соосности, мкм: 0...300;
- диапазон моделирования натяга, мкм: 0...100;
- основная погрешность измерения деформации и смещения кольца подшипника, мкм, не более: 2;
- диапазон регулирования радиальной нагрузки на подшипник, Н: 0...250;
- относительная погрешность задания радиальной нагрузки, %, не более: 2;
- частота вращения вала, мин<sup>-1</sup>: 0...3000;
- габаритные размеры установки, мм: 500x350x300.

Внешний вид испытательного стенда показан на рис. 1; его кинематическая схема – на рис. 2.

Стенд (рис. 2) представляет собой двухопорный узел, опорами которого являются жестко закрепленный подшипник 1 и испытуемый подшипник 2, выполненный с возможностью перемещения в плоскости, перпендикулярной оси вращения вала 1, что позволяет изменять взаимное расположение опор при моделировании отклонения от соосности посадочных мест в узле. Привод выполнен на основе двигателя 3 постоянного тока, муфты 4 и редуктора 5. Нагружение вала 1 осуществляется механизмом радиального нагружения, состоящим из устройства 6 местного нагружения (через подшипник, размещенный в оправе 7) и устройства 8 циркуляционного нагружения (регулируемый дисбаланс).

Совокупность элементов 9 – 12 образует механизм деформации колец подшипника. Клин 9, перемещаясь в направляющих, передает движение от винтовой пары 10 на плунжер 11, который непосредственно воздействует на наружное кольцо испытуемого подшипника 2, создавая его деформацию или смещение. Наличие четырех клиноплунжерных передач, расположенных на взаимно перпендикулярных осях, обеспечивает возможность задания требуемого характера деформации или смещения кольца, информация о которых считывается с индикаторов 12 положения.

Механизм радиального нагружения позволяет изменять во времени направление вектора радиальной силы. Это достигается вращением устройства 6 местного нагружения относительно наружного кольца испытуемого подшипника 2 с помощью специального привода, выполненного на основе системы редукторов и двигателя 13 постоянного тока. Передача вращающего момента от двигателя к системе редукторов осуществляется с помощью муфты 14.

Механизм деформации внутреннего кольца выполнен в виде сменного блока моделирования отклонений от круглости внутреннего кольца подшипника, содержащего конусную втулку 15, конусный вал 16, жестко связанный с валом 1 установки, винтовую пару 17 и отсчетное устройство 18, шкала которого градуирована в единицах отклонений от круглости.

Принцип действия испытательного стенда заключается в следующем. Путем вращения подстроечных винтов 10 производится отвод клиньев 9 в направляющих до крайне левого положения. При этом плунжеры 11 не зафиксированы и позволяют установить на вал 1 испытуемый подшипник 2. После установки испытуемого подшипника 2 индикаторы 12 положения настраивают на начальное положение шкалы.

Затем производят моделирование отклонений от круглости наружного кольца испытуемого подшипника 2 путем перемещения плунжеров 11 с помощью подстроечных винтов 10. Например, при моделировании овальности дорожки качения

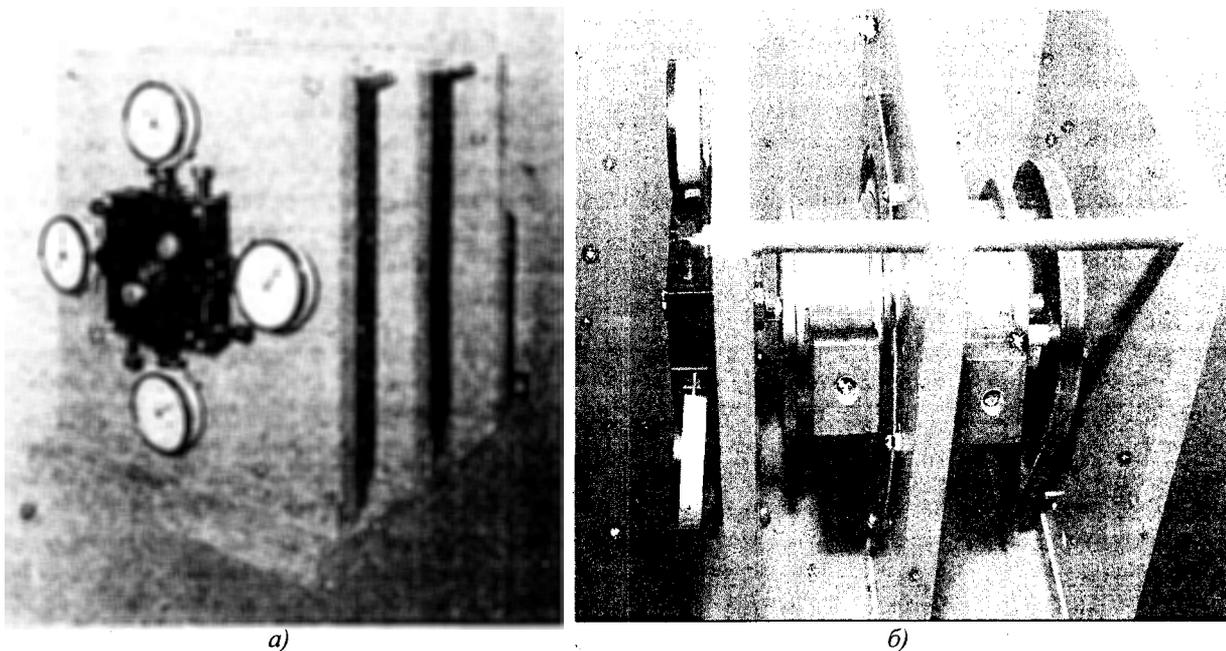


Рис. 1. – Внешний вид механического испытательного стенда:

а – блок моделирования отклонений макрогеометрии наружного кольца подшипника;  
б – устройство нагружения

наружного кольца подшипника вращением подстроечных винтов 10 добиваются перемещения двух противоположных клиньев 9, которые, в свою очередь, перемещают соответствующие им плунжеры 11. Плунжеры деформируют наружное кольцо испытуемого подшипника 2 с двух противоположных сторон, придавая ему форму овала, что эквивалентно образованию на дорожке качения овальности. Необходимые значения деформации наружного кольца испытуемого подшипника 2 контролируют по показаниям индикаторов 12 положения, добиваясь равенства показаний противоположных индикаторов.

Моделирование отклонений от круглости внутреннего кольца испытуемого подшипника 2 производят перемещением конусного вала 16 относительно конусной втулки 15, на которой расположено внутреннее кольцо испытуемого подшипника 2. Перемещение конусного вала 16 производят посредством винтовой пары 17, а о значении моделируемых отклонений от круглости судят по показаниям отсчетного устройства 18.

Для более адекватного моделирования необходимо с применением высокоточного оборудования произвести калибровку стенда. Для этого демонтируют узел деформации (элементы 9 – 12), закрепляют в плунжерах 11 отдельно взятое наружное кольцо подшипника такого же типоразмера, что и испытуемый подшипник, и устанавливают узел на измерительную позицию кругломера. Затем производят снятие круглограммы дорожки качения кольца без его деформации, а на индикаторах 18 выставляют значение «ноль». После этого, с помощью подстроечных винтов 10 деформируют кольцо на некоторую величину и снова снимают кругло-

грамму, расшифровывают ее и сопоставляют показания индикаторов 18 с действительными значениями макроотклонения дорожки качения кольца подшипника.

Данную процедуру повторяют требуемое число раз для различных значений макроотклонения в зависимости от его возможного для данного типоразмера подшипника диапазона изменения. По результатам калибровки строят таблицу соответствия показаний индикаторов 18 действительным значениям макроотклонений дорожки качения.

Аналогично моделируют другие факторы, определяющие точность установки подшипника на валу и в корпусе изделия (например, огранка, посадка с натягом, зазором, эксцентриситет). После установления испытуемого подшипника на вал I и моделирования указанных факторов, вал I начинают вращать. Устройствами нагружения 6 и 8 создают необходимый перекосящий и радиальную нагрузку местного или циркуляционного характера.

Рассмотренный стенд выгодно отличается от известных установок [3] более высоким качеством испытаний и простотой в эксплуатации. Он позволяет испытывать подшипники качения, моделируя различные факторы, характеризующие точность сборки подшипникового узла, в частности, точность установки подшипника на валу изделия и в его корпусе. Применение стенда позволяет имитировать не только рабочие нагружения в изделии, но и качество сборки подшипникового узла, что значительно повышает качество экспериментальных исследований.

В качестве устройства, обеспечивающего поддержание в между кольцами испытуемого подшипника постоянного тока силой 1 мкА,

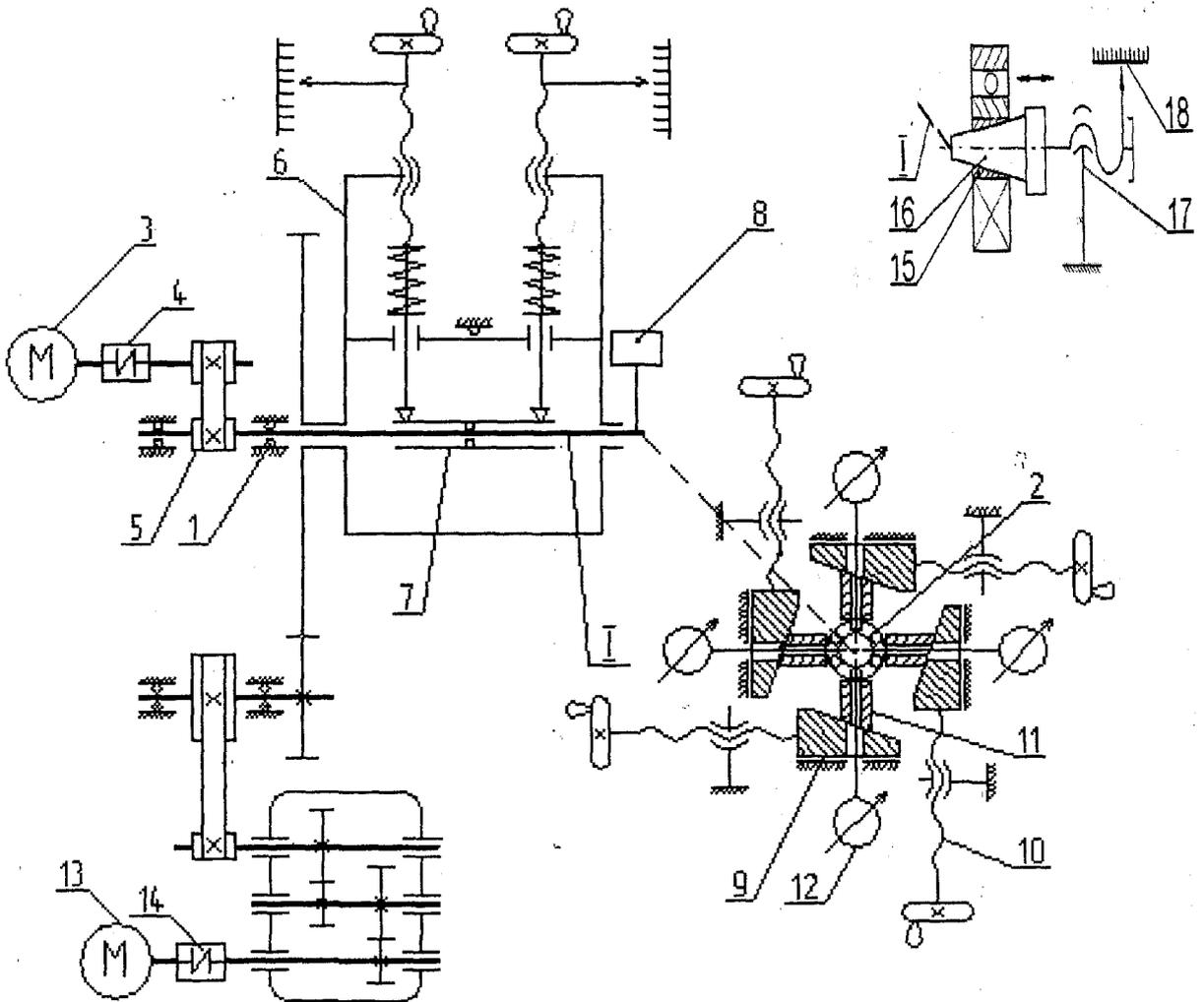


Рис. 2. – Схема кинематическая принципиальная механического испытательного стенда

используется источник тока, выполненный на основе полевого транзистора, работоспособность которого подтверждена предварительными экспериментальными исследованиями. Для снятия с подшипникового узла электрического сигнала испытательный стенд оснащен графитовыми токосъемными устройствами, соединенными параллельно и расположенными в диаметрально противоположных направлениях относительно вала I. Такой способ расположения токосъемных устройств позволяет снизить влияние на результаты исследований погрешностей изготовления вала I (радиальное биение, овальность).

Электронный блок экспериментальной установки выполнен на базе платы АЦП ЛА-2М3, позволяющей преобразовывать непрерывные электрические сигналы в дискретную форму, удобную для дальнейшей обработки на ПЭВМ в соответствии с поставленными исследовательскими задачами.

Работа выполнена при поддержке РФФИ

(грант № 03-01-96471).

#### Литература:

1. Подмастерьев К.В. Математическое моделирование электрического сопротивления подшипника качения / К.В. Подмастерьев К.В., В.В. Мишин, Е.В. Пахолкин, В.В. Марков // Труды пятой сессии международной научной школы «Фундаментальные и прикладные проблемы теории точности процессов, машин, приборов и систем». Коллектив авторов // Под ред. д.т.н., проф. В.П. Булатова и д.т.н., проф. Л.В. Ефремова. – СПб.: ИПМаш РАН, 2002. – 356 с.: ил. – С. 316 – 324.
2. Марков В.В. Синтез дифференциальной функции распределения электрической проводимости подшипника качения // Молодежная научно-техническая конференция вузов приграничных регионов славянских государств, 17-18 дек. 2002 г., г. Брянск: Материалы конф. / Под ред. О.А. Горленко. – Брянск: БГТУ, 2002. – 252 с.: ил. – С 185 – 187.
3. Подмастерьев К.В. Электропараметрические методы комплексного диагностирования опор качения. – М.: Машиностроение-1, 2001. – 376 с.
4. Неразрушающий контроль и диагностика: Справочник / Под ред. В.В. Клюева. 2-е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 2003. – 656 с.

УДК 621.9.01

Асп. А. А. Жирков, канд. техн. наук, доц. А. В. Катунин  
(Орловский государственный технический университет)  
г. Орёл, тел. (0862)419877; e-mail: [tmsi@ostu.ru](mailto:tmsi@ostu.ru)

## ИЗМЕРИТЕЛЬНО-ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ПРОЦЕССОВ ПРЕРЫВИСТОГО РЕЗАНИЯ

*In present article the description the measuring -computer complex is resulted is intended for exploration of laws stationary and transients of cutting. It allows to define, power, geometrical and temperature characteristics of processes of cutting in anyone, interesting for the researcher, the moments of time. Received with the help of a complex the data are used for calculations on durability of cutting part of tools and definition of optimum modes of cutting.*

В процессе прерывистого резания инструмент подвергается циклическим тепловым и механическим нагрузкам, при этом цикл представляет собой чередование фаз – врезания, собственно резания, выхода и холостого хода (или пробега). Длительность одного цикла работы режущего лезвия определяется технологическими параметрами и конструктивными особенностями инструментов. Продолжительность переходных процессов, врезания и выхода инструмента, в зависимости от метода обработки, может составлять доли миллисекунды. Несмотря на малую длительность, переходные процессы, по мнению ряда исследователей, оказывают значительное влияние на работоспособность инструмента [1, 2, 4, 5]. По данным работы [3], удельные давления при врезании и выходе инструмента в 2-3 раза превосходят давления при установившемся резании. Поэтому при проведении прочностных расчётов режущей части необходимо учитывать влияние переходных процессов.

При исследовании значимости переходных процессов чрезвычайно важным является установление взаимнооднозначного соответствия между силовыми, температурными и геометрическими

характеристиками процесса резания в любой момент времени в пределах одного цикла резания.

Решение этой задачи становится возможным благодаря разработанному фото-тензометрическому методу [3], который основан на цикличности процесса прерывистого резания и идентичности повторяющихся единичных циклов резания. В течение одного цикла непрерывно регистрируются составляющие сил деформации инструмента, температура в зоне резания, а также производится фотографирование относительного положения режущей части инструмента и заготовки (например, соответствующее фазе врезания). В последующие циклы резания аналогично регистрируются указанные параметры, однако время фотографирования смещается относительно предыдущего на некоторую величину, постепенно охватывая весь единичный цикл резания. Совокупность регистраций фиксируемых параметров позволяет воспроизвести полную картину за единичный цикл резания.

Для регистрации указанных характеристик разработан измерительно-вычислительный комплекс, функциональная схема которого представлена на рис. 1.

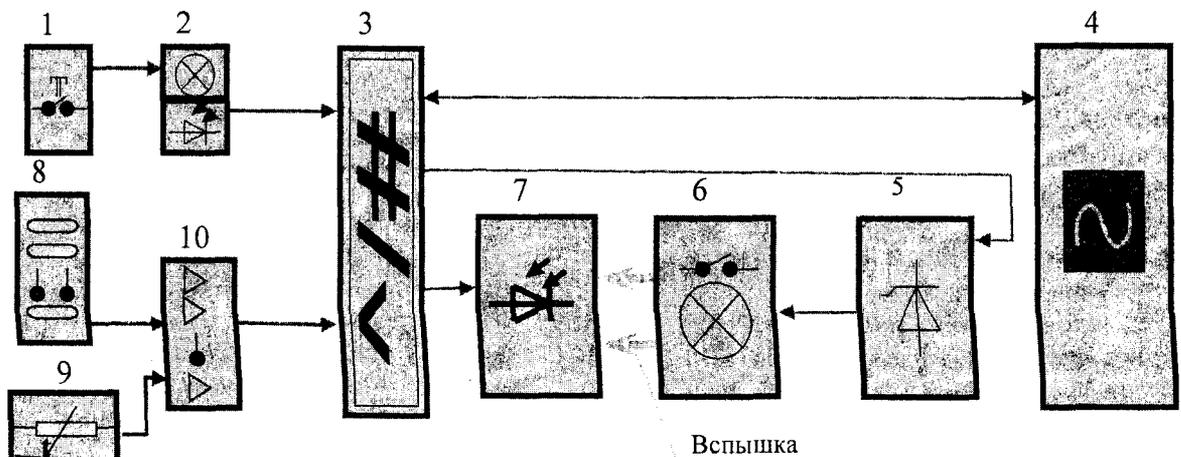


Рис. 1. – Функциональная схема комплекса

1 – синхроконттакт фотоустановки; 2 – оптопара (контроль начала измерений); 3 – плата сбора данных;  
4 – ЭВМ; 5 – устройство управления синхроконттактами; 6 – импульсный источник света;  
7 – светочувствительный элемент (контроль вспышки); 8 – датчики деформации режущего инструмента;  
9 – безинерционная полу-искусственная термопара; 10 – измерительный усилитель

Измерительные звенья комплекса имеют рабочий диапазон частот 200 кГц. При реализации фото-тензометрического метода, применяются фольговые тензометрические датчики, частотный диапазон которых составляет 20 кГц.

Датчики для регистрации составляющих сил деформации (8) располагаются непосредственно на державке режущего инструмента, что позволяет максимально приблизиться к реальным условиям.

Безинерционная полу-искусственная термопара (9) предназначена для регистрации температуры в зоне резания, по методу описанному в работе [6], принцип которого заключается в измерении термо-ЭДС возникающей в результате контакта разных материалов инструмента и заготовки.

При изменении режимов резания и геометрии режущей части инструмента меняются амплитуды сигналов датчиков и полу-искусственной термопары. Для нормализации амплитуды входных сигналов в измерительном усилителе предусмотрено масштабирование, причём рабочий диапазон разбит на десять ступеней.

Для управления цифровыми портами, синхронизации фотоаппаратуры, для синхронизации измерений, а также преобразования и регистрации электронных сигналов разработана оригинальная плата, имеющая восемь аналоговых каналов.

Фотоустановка комплекса имеет восьмикратное увеличение, что обеспечивает качественную регистрацию геометрических характеристик процесса

резания.

Совокупность регистрируемых с помощью комплекса, силовых, температурных и геометрических характеристик процесса резания позволяет более точно сформулировать граничные условия нагружения режущей части инструмента и произвести расчёты на прочность в различные фазы единичного цикла резания.

Разработанный измерительно-вычислительный комплекс позволяют производить регистрацию быстропротекающих процессов, с высокой скоростью и точностью. В результате эксперимента образуются многомерные массивы, требующие последующей обработки. Процесс протоколирования таких экспериментов, достаточно трудоёмкий и влечёт за собой появление ошибок.

С целью повышения качества и производительности экспериментальных исследований, а также исключения ошибок разработано программное обеспечение для исследований быстропротекающих процессов.

Панель управления и основные модули программы рис. 2 имеют следующее назначение:

- Панель управления (1) – предназначена для доступа к модулям программы, посредством кнопок быстрого запуска, а также содержит меню, позволяющее работать с сериями экспериментов;
- Осциллограф (2) - предназначен для настройки и конфигурации измерительной системы,

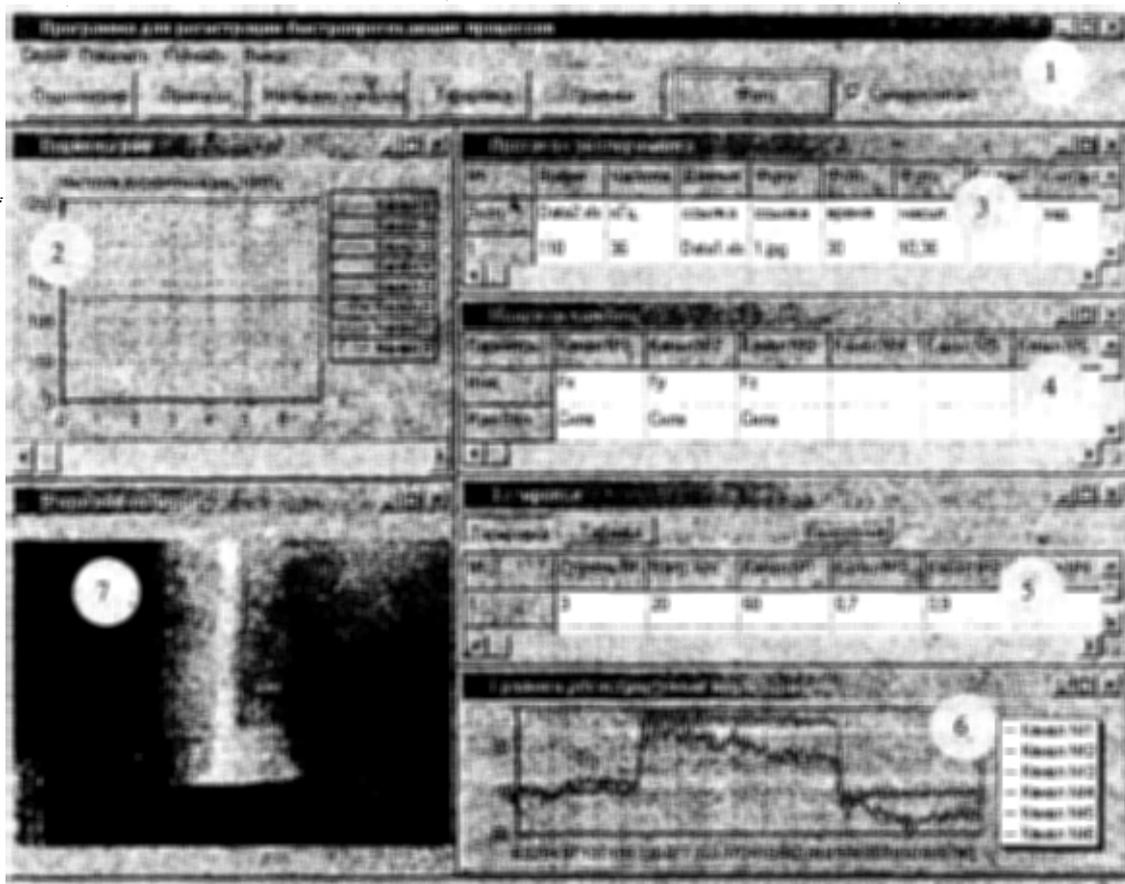


Рис. 2. – Панель управления и основные модули программы

позволяет выбрать параметры и режимы измерения, а также наблюдать сигналы в реальном времени;

- Редактор серий (3) – содержит информацию о расположении файлов, составляющих серию, план эксперимента, параметры и режимы измерения. Посредством протокола производится доступ к экспериментальным данным;

- Менеджер каналов (4) – позволяет производить манипуляцию атрибутами каналов, параметрами и режимами измерения;

- Тарировочный модуль (5) – автоматизирует процедуру тарировки и формирует таблицу тарировочных коэффициентов, посредством которой осуществляется автоматический переход к узаконенным единицам;

- Мастер диаграмм (6) – предназначен для визуализации и редактирования результатов измерения. Обеспечивает усечение и копирование участков диаграммы, установку в ноль и перенос отображаемых составляющих, масштабирование и прокрутку диаграммы. Информация представляется в узаконенных единицах;

- Фото-редактор (7) – предназначен для отображения и редактирования графической информации и снятия геометрических параметров;

Работа программы описывается алгоритмом, представленным на рис. 3.

- редактировать и визуализировать результаты;

- хранить результаты в файлах стандартных форматов, что обеспечивает доступ к данным из других пакетов программ;

- подготавливать данные к расчету, определяемому задаче;

Перечисленные качества делают измерительно-вычислительный комплекс гибким и универсальным, как при поведении экспериментов, так и при подготовке данных к последующим расчетам.

Комплекс также может быть использован при исследовании ударных и других быстротекущих процессов.

#### Литература:

1. Зорев Н. Н. *Воросы механики процесса резания металлов.* – М.: Машигиз, – 1965. – 382 с.

2. Лоладзе Т. Н. *Определение напряжений в режущей части инструмента при переходных процессах.* / Т. Н. Лоладзе, Г. Н. Ткемаладзе, Ф. Г. Тотчиев // *Надёжность режущего инструмента.* – К.-Донецк: Вища школа, – 1975. – Вып. 2. – С. 82-86.

3. Катунин А. В. *Исследование переходных процессов при прерывистом резании фотоэлектронметрическим методом.* / А. В. Катунин, Е. В. Локишин, А. А. Вагнер // *Матер. международной конференции «Фундаментальные и прикладные про-*

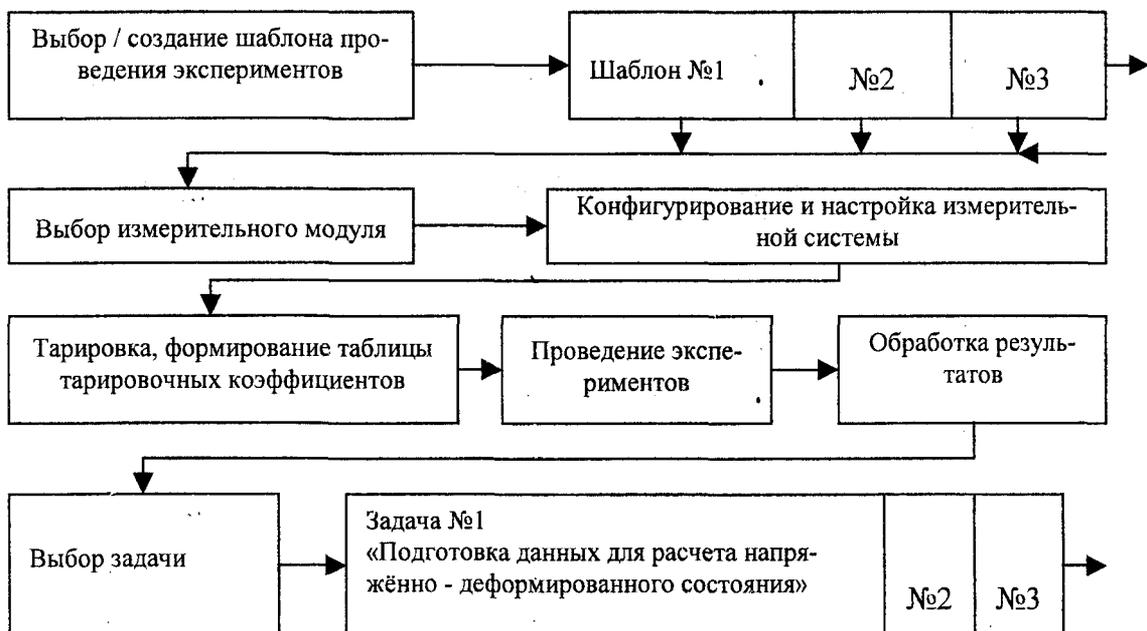


Рис. 3. – Алгоритм проведения эксперимента

Разработанное программное обеспечение позволяет:

- автоматически формировать протокол эксперимента, что определяет строгий порядок и исключает ошибки;

- автоматизировать основные процедуры, составляющие эксперимент;

- создавать шаблоны эксперимента, это позволяет проводить аналогичные эксперименты по уже определённым сценариям;

блемы машиностроения». Сентябрь 2000. – Т.2. – С. 160-164.

4. Остафьев В. А. *Расчёты динамической прочности режущего инструмента.* – М.: Машиностроение, – 1979.

5. Силин С. С. *Метод подобия при резании материалов.* – М.: Машиностроение, – 1979.

6. Синопальников В. А. *Температурное поле в режущем клине инструмента при прерывистой работе* / В. А. Синопальников, В. Д. Гурин // *Вестник машиностроения,* – 1980. – №4. – С. 44-47.

Ответственные за выпуск:

Степанов Ю. С., Киричек А. В., Подмастерьев К. В.

Черепенько А. А., Барсуков Г. В., Подзолков М. Г.

Гончаров А. В.

**Известия ОрелГТУ.**

**Серия "Машиностроение. Приборостроение".**

2003. № 3. 97 с.

Статьи публикуются в авторской редакции

---

Лицензия № ИД 00670 от 05.01.2000

Подписано в печать 30.09.2003

Формат. 69×90/8 Бумага офсетная. Печать ризография.

Гарнитура «Таймс». Уч. изд. л. 6,25. Тираж 500 экз.

Заказ № 20/04м

Отпечатано с готового оригинал-макета в типографии

ОрелГТУ

302030, г.Орёл, ул. Московская, 65.