

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Председатель:

Голенков 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.

АДРЕС РЕДАКЦИИ СЕРИИ

302020 Россия, Орел,

Наугорское 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 ризографией. Бумага

Офсетная. Усл. печ. л 5,5

Тираж 500 экз.

© ОрелГТУ, 2003

СОДЕРЖАНИЕ

• ТЕХНОЛОГИЯ АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ

- Степанов Ю. С., Янющкин А. С. Исследование алмазоносного слоя кругов на металлической связке при обработке твердых сплавов различными методами..... 2
- Афанасьев Б. И., Болдин О. В. Исследования количества активных зерен круга с параметрической осцилляцией..... 9
- Василенко Ю. В. Прогрессивная технологическая оснастка для подачи СОТС при абразивной обработке..... 12

• ТЕХНОЛОГИЯ ЛЕЗВИЙНОЙ ОБРАБОТКИ

- Карпов А. В. Показатели энергоэффективности обработки заготовок режущими инструментами..... 15
- Сотников В. И., Селихов А. А., Селихов Д. А. Математическое отображение кинематической схемы резания при зубонарезании цилиндрических прямозубых колес дисковыми фрезами..... 20
- Тарапанов А. С., Евсеев Д. Д., Фирсов Ю. В., Харламов Г. А. Оценка нагруженности режущих элементов иглофрез с помощью трёхмерных отображений схемы резания..... 24

• ТЕХНОЛОГИЯ УПРОЧНЯЮЩЕЙ ОБРАБОТКИ

- Плещаков В. В. Упрочнение деталей машин программным поверхностным пластическим деформированием..... 28
- Киричек А. В., Соловьев Д. Л. Управляемое ударное воздействие при упрочнении поверхностным пластическим деформированием..... 30

• ТЕХНОЛОГИЯ ФИЗИКО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

- Барсуков Г. В., Бурнашов М. А. Автоматизация выбора режимов резания машиностроительных текстильных материалов сверхзвуковой струей жидкости..... 37
- Черепенько А. А. Способ изготовления рабочих поверхностей гладильных подушек из алюминиевых сплавов..... 41

• ПРИБОРЫ И СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

- Загрядцкий В. И., Кобяков Е. Т. Двусторонняя торцовая асинхронная машина..... 45
- Савин Л. А., Мулюкин О. П., Нигматуллина В. Н. Выбор тормозного устройства транспортного средства с автоматическим пневмоприводом..... 49
- Ковтунов А. В., Гусаров В. И., Логунцов А. А., Шатилов Ю. В., Комаров М. В., Вершигоров В. М., Михно В. З., Дулецкий В. А. Экспериментальное исследование систем виброзащиты при транспортировании фрагментов аэрокосмической техники..... 54
- Филиппов В. Н., Пасько Н. И., Филиппов В. Н. Оценка показателей надежности трикотажных автоматов при плане испытаний [NMT]..... 57

• ДИАГНОСТИКА И КОНТРОЛЬ КАЧЕСТВА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПРОДУКЦИИ

- Алехин А. В. К расчету давлений в смазочном слое упорного гидродинамического подшипника..... 62
- Иванов Б. Р., Савельев С. Н. Метод и средство экспресс - контроля железобетонных конструкций по амплитудно-временным параметрам..... 66
- Малахов Н. Н., Папуш Е. Г. Методика оценки устойчивости машин и оборудования к самовозбуждению..... 71
- Ногачева Т. И., Углова Н. В. Термоэлектрическая толщинометрия при совпадении изотермической поверхности с поверхностью границы раздела слоев..... 75
- Пахолкин Е. В., Сотникова Н. А. Инструментальные проблемы исследований физико-механических процессов в зонах трения трибосопряжений..... 79
- Подмастерьев К. В., Мишин В. В., Марков В. В. Теоретические исследования функции распределения сопротивления подшипника качения..... 84

ТЕХНОЛОГИЯ АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ

УДК.621.923.6.025

Д-р техн. наук, проф. Ю. С. Степанов,
(Орловский государственный технический университет)
Россия, Орел, (0862) 419877, e-mail: tmsi@ostu.ru
Канд. техн. наук, проф. А. С. Янющкин.
(Братский государственный технический университет)
Россия, г. Братск

ИССЛЕДОВАНИЕ АЛМАЗОНОСНОГО СЛОЯ КРУГОВ НА МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ СВЯЗКЕ ПРИ ОБРАБОТКЕ ТВЕРДЫХ СПЛАВОВ РАЗЛИЧНЫМИ МЕТОДАМИ

Investigations of atomic-molecular structure in a disk diamond surface after cutting in various conditions and physicochemical aspect of greasing performed with the aid of raster electronic microscopes are presented.

Сложность обстановки в зоне контакта «инструмент – обрабатываемый материал» в любом процессе резания, а именно: высокие температуры, давления, ювенильность поверхностей и гетерогенность границы их взаимодействия, наличие высоких энергий доказана в ряде исследований лезвийной обработки [1, 2]. Здесь же установлено универсальное явление – образование между контактирующими поверхностями третьего тела – граничного слоя.

При абразивном резании, в частности, в процессе затачивания быстрорежущих инструментов, подобные исследования единичны [3, 4]. Что же касается процесса затачивания твердых сплавов, то с этих позиций он практически не изучался.

Между тем алмазные круги на металлических связках при затачивании, особенно всухую интенсивно засаливаются и в течение нескольких минут теряют свою работоспособность. До сих пор атомно-молекулярное строение алмазосносной поверхности круга после резания в различных условиях и физико-химический аспект процесса засаливания остаются неизвестными.

Таким образом, изучение строения поверхности круга с привлечением современных тонких методов имеет не просто научное, но и прямое практическое значение.

В процессе затачивания происходит и непосредственный контакт поверхностного слоя круга с обрабатываемым материалом, и взаимодействие с естественной средой, и с электролитом, при которых создаются специфические условия для протекания сложнейших механических, химических процессов и реакций. Тем не менее, ввиду чрезвычайно малого времени контактирования и изменений локального характера, изучение микроконтактных процессов в граничных слоях представля-

ет здесь большие трудности. В этих условиях целесообразно каждое контртело изучать в отдельности, разумеется, при одних и тех же условиях эксперимента.

Ниже приведены результаты исследования алмазосносного слоя, выполненные с помощью растровых электронных микроскопов РЭМ-200 (Украина) и STEREOSCAN-150 (США). Исследовалось состояние поверхности алмазного круга АСВ 125/100 МО13-100% после различных методов затачивания твердых сплавов: метода электрохимического шлифования; непрерывной электрохимической правки круга; метода двойного травления (совмещенный вариант одновременного электрохимического шлифования и непрерывной правки круга) и всухую.

В качестве эталона принята поверхность, вскрытая электрохимической правкой (рис. 1).

Рельеф алмазосносного слоя сильно развит и содержит много алмазных зерен, выступающих над поверхностью связки, что свидетельствует о хорошей режущей способности круга (рис. 1, а).

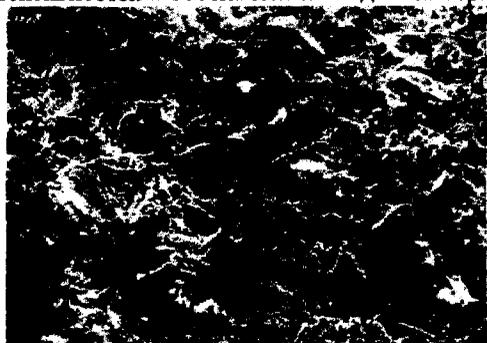
На рис. 1, б показано характерное алмазное зерно этого же круга, которое, как видно, имеет острые режущие кромки. Зерно прочно удерживается в связке круга и имеет по периметру большие свободные объемы (пустоты) как для выхода из зоны контакта срезанных продуктов, так и их размещения.

Для получения более полной информации на рис. 2 показан спектр вскрытой поверхности круга, исследованный с помощью растровой электронной микроскопии, оснащенной системой «Ling» (Англия). Особое внимание здесь уделялось элементному составу поверхностного слоя. На эталонной поверхности выявлены линии, принадлежащие связке

круга – Al, Si, Ni, Cu, Zn и ряда других элементов, по-видимому, примесей. Ввиду большого количества дифракционных линий на рентгенограмме (рис. 3), сложности обозначения их и размещения на рисунке, расшифровка дифрактограмм с указанием межплоскостных расстояний, интенсивностей и обозначением индексов отража-

ющих кристаллографических плоскостей представлены в виде таблицы. Видно, что эталонная поверхность представляет фазы связки круга и линии алмазов. Ввиду сложности фазового состава, а также изменений, происходящих в процессе правки, часть линий расшифровать не удалось. Можно только отметить, что дифракционные линии на малых углах представляют собой комплексные соединения электролита и вновь образованных окислов.

После затачивания твердого сплава всухую (рис. 4) практически вся поверхность круга закрыта засаленным слоем. На засаленном слое видна сеть микротрещин (рис. 4, а).



а) ×170



б) ×850

Рис. 1. - Поверхности круга АСВ 125/100 МО13 100 % после электрохимической правки ($i_{пр} = 0,4 \text{ A/см}^2$): $V_{кр} = 35 \text{ м/с}$, эталон; а – внешняя картина; б – алмазное зерно

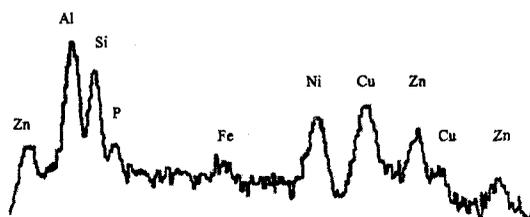


Рис. 2. - Спектр поверхности круга АСВ 125/100 МО 13 после электрохимической правки ($i_{пр} = 0,4 \text{ A/см}^2$). Эталон

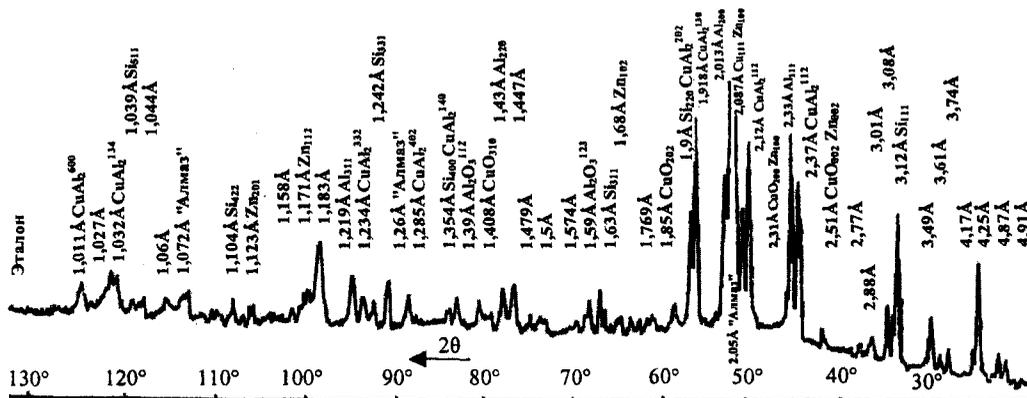
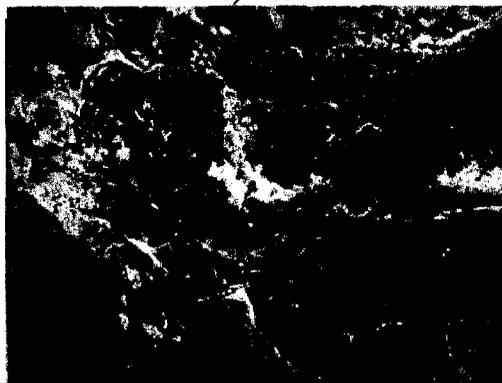


Рис. 3. - Рентгенограмма эталона



а) ×85



б) ×425

Рис. 4. - Поверхности круга АСВ 125/100 МО13-100% после затачивания твердого сплава ВК8 всухую; $V_{кр} = 35 \text{ м/с}$; $S_{пр} = 1,5 \text{ м/мин}$; $t = 0,03 \text{ мм/дв.ход}$;

а – внешняя картина; б – вне засаленного участка

Во время экспериментов было видно, что в начальный момент резания засаливание идет медленно, а потом достаточно быстро. Можно предположить, что лишь в начальный момент резания, когда зерна находятся в хорошем состоянии, температура и сила резания относительно небольшие, засаливание идет менее интенсивно. По мере затупления зерен круг быстро теряет свою режущую способность, растет сила и температура, энергия в граничных слоях повышается, активизируются процессы, ответственные за засаливание, вследствие чего резание переходит в трение и пластическую деформацию.

Поверхность круга полностью покрывается засаленным слоем и, хотя при этом остаются нетронутыми небольшие участки, где имеются алмазные зерна, способные резать (что наблюдается на рис. 4, б), эти зерна в процессе резания не участвуют, т.к. вершины зерен находятся ниже уровня засаленного слоя. Если даже отдельные из них и участвуют в резании, то на их долю приходится вся нагрузка, и они быстро вырываются или разрушаются.

Спектр (рис. 5), представленный с этого участка, показывает, что поверхностный слой круга состоит в основном из элементов, принадлежащих обрабатываемому материалу. Линии связи круга здесь забиты линиями обрабатываемого материала, кроме Al, хотя интенсивность ее по сравнению с эталоном значительно ниже. Линии Ni, Cu, хотя и присутствуют на спектре, но находятся практически на уровне фона.

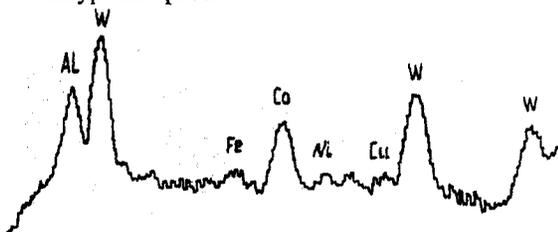


Рис. 5 (а) - Спектр поверхности круга АСВ 125/100 МО13 100 % после затачивания сплава ВК8 всухую:
 $V = 35 \text{ м/с}; S = 1,5 \text{ м/мин}; t = 0,03 \text{ мм/дв.ход}$

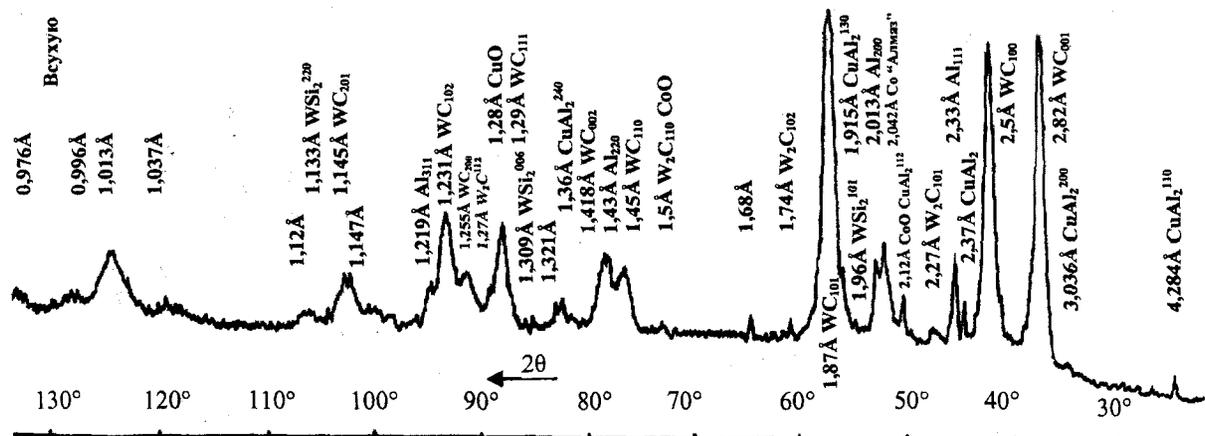


Рис. 5 (б). - Рентгенограмма поверхности круга АСВ 125/100 МО13 после затачивания ВК8 всухую

Данные рентгеновских исследований представлены в таблице. Следует отметить, что на рентгенограмме появились линии, не значащиеся на эталонной. Индексирование этих линий позволило установить, что они относятся к фазам обрабатываемого материала, WC и CO.

Установлено, что при электрохимическом шлифовании затачиваемого инструмента оптимальный ток равен 40 А/см^2 . Как видно из рис. 6, даже в этих условиях возникают небольшие эрозионные явления, способствующие разрушению связки. На поверхности круга имеется множество кратеров, лунок, которые, можно полагать, являются местами воздействия искровых разрядов и следами вытравливания связки.

Растворению или разрушению обычно интенсивнее всего поддаются места концентрации дислокаций, напряжений и примесей [5]. Такими местами на поверхности круга являются границы между алмазными зернами и связкой. Вследствие этого именно на таких участках идет интенсивное разрушение и вытравливание связки, что в конечном итоге приводит к резкому ослаблению силы, удерживающей алмазные зерна в связке круга (рис. 6, б). В этих местах зерна выпадают даже при малых нагрузках, действующих на них. Как показывает рис. 6 (в), действительно на поверхности круга наблюдаются свободные зерна, удаленные из связки. Здесь также видны риски, оставленные алмазными зернами. Характер следа рисков указывает на то, что алмазные зерна, оставившие следы, имеют те же размеры, что и исходные зерна данного круга. Отсюда следует, что зерна удаляются не вследствие разрушения, а по причине вырыва из связки, из-за наиболее интенсивного растравливания границы между зернами и связкой. Об этом же свидетельствуют расплывчатые формы лунки (рис. 6, б).

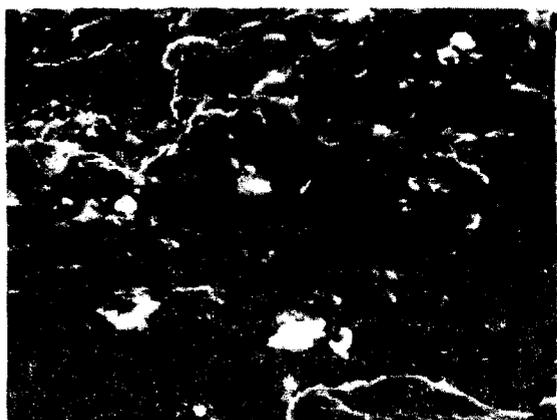
На рис. 6 (а) видны немногочисленные зерна с небольшими площадками износа. Из-за малого количества алмазных зерен на поверхности круга, процесс резания идет очень затруднительно.

Из сказанного следует, что в условиях электрохимического шлифования алмазоносный слой по -

1. Средние значения интенсивностей дифракционных линий и межплоскостные расстояния ряда соединений, обнаруженных в граничном (засаленном) слое (за 100 % принята линия 001 WC)

ФАЗЫ														
CuAl ₂			CoO			W ₂ C			WO ₂			WSi ₂		
HKL	d/n	I	HKL	d/n	I	HKL	d/n	I	HKL	d/n	I	HKL	d/n	I
121	2,373	6	111	2,45	4	101	2,27	5	110	3,45	6	103	2,026	10
220	2,145	3	002	2,12	*	102	1,745	2	200	2,436	*	112	1,964	5
112	2,122	9	022	1,50	8	103	1,349	2	101	2,418	5	211	1,41	*
130	1,918	10	113	1,281	5	112	1,272	3	220	1,724	4	006	1,309	3
202	1,902	*	222	1,227	5	201	1,252	3	211	1,709	3	213	1,255	8
240	1,357	3	004	1,06	2	-	-	-	-	-	-	220	1,133	4

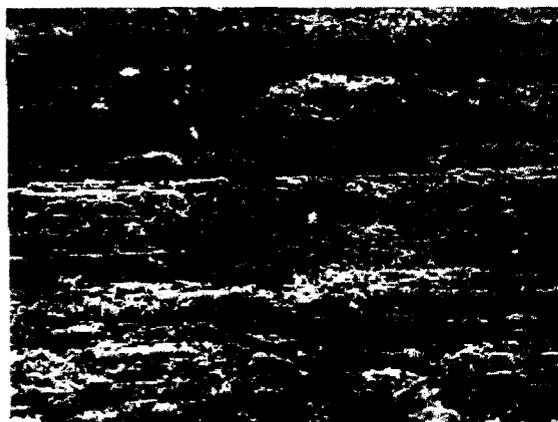
Примечание: * – обозначены дифракционные линии, накладывающиеся на другие фазы



a) ×170



b) ×850



c) ×850

Рис. 6. - Поверхности круга АСВ 125/100 – МО13 100 %, после затачивания сплава Т5К10 электрохимическим методом ($i_{mp} = 40 \text{ A/cm}^2$); $V = 35 \text{ м/с}$; $S = 1,5 \text{ м/мин}$; $t = 0,03 \text{ мм/дв.ход}$

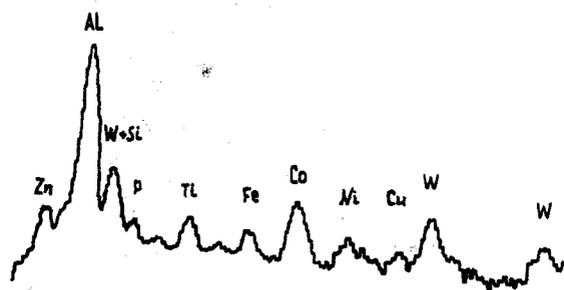


Рис. 7. - Спектр поверхности круга АСВ 125/100 МО13 100% после затачивания твердого сплава Т5К10 с травлением ($i_{mp} = 40 \text{ A/cm}^2$); $V = 35 \text{ м/с}$; $S = 1,5 \text{ м/мин}$; $t = 0,03 \text{ мм/дв.ход}$

добен засаленному, однако природа его иная. Этот метод требует периодической правки, что и делается на практике.

Спектр с поверхности, характерной для данного метода (рис. 7) показывает, что она состоит из элементов, принадлежащих как связке круга, так и обрабатываемому материалу. Можно отметить более высокую интенсивность линии Al и много меньшую линий Ni и Cu, линия Zn отсутствует. Более четко выявляются линии примесей. На спектре присутствуют линии W, Co, Ti и Fe.

На рис. 8 представлена рентгенограмма с поверхности круга после работы электрохимическим методом. На ней видно, что пики линий Al также значительно больше, чем на эталоне. Интенсив-

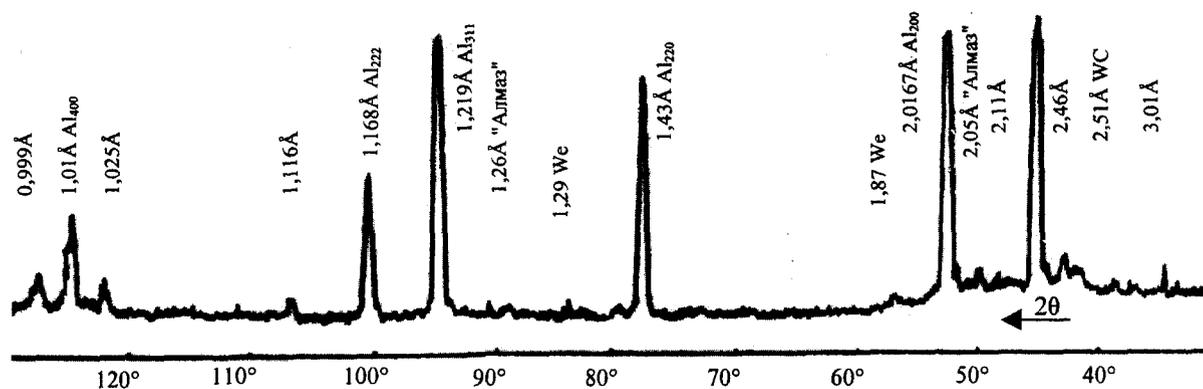


Рис. 8. - Рентгенограмма с поверхности круга АСВ 125/100 МО13-100% после затачивания твердого сплава Т5К10 с травлением ($i_{np} = 40 \text{ А/см}^2$): $V = 35 \text{ м/с}$; $S = 1,5 \text{ м/мин}$; $t = 0,03 \text{ мм/дв.ход}$

ность линий, принадлежащих к другим фазам связки круга, меньше, часть линий отсутствует.

Дифракционные линии $d = 2,5 \text{ \AA}$, $d = 1,87 \text{ \AA}$, $d = 1,29 \text{ \AA}$ свидетельствуют о наличии на поверхности круга WC, появившегося в результате контактного взаимодействия обрабатываемого и инструментального материалов.

Непрерывная правка алмазного круга характеризуется отсутствием засаливания, что способствует улучшению режущих свойств круга. С другой стороны, сьем обрабатываемого материала осуществляется за счет механического резания. Вследствие этого зерна оказываются под воздействием больших сил и температур, что приводит к их быстрому изнашиванию. Эксперименты показывают, что в режиме самозатачивания удельный расход круга примерно в 2...4 раза больше, чем при МДТ.

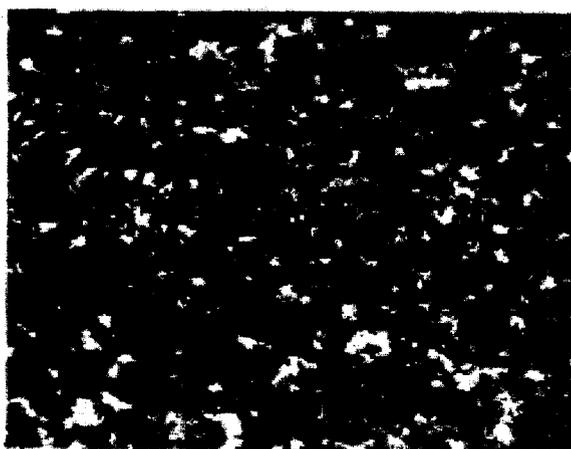
Анализ (рис. 9, а) показывает, что поверхность круга развита, содержит много алмазных зерен, которые имеют небольшие площадки износа. Это свидетельствует о том, что зерна в процессе резания находятся непродолжительное время. Как уже

отмечалось, граница между зерном и связкой вытравливается наиболее интенсивно: при затачивании с электрохимической правкой действуют большие силы резания, поэтому зерна удаляются из связки, не достигнув полного износа.

Как видно из рис. 9 (б), на алмазных зернах имеются следы адгезионно-диффузионного изнашивания с преобладанием адгезионного.

Хотя поверхность круга по внешнему виду близка к эталонной, однако, на спектре рис. 10 линии, принадлежащие связке круга, присутствуют не все. Так, нет линии Ni и Zn. Резко ослаблена линия Si, интенсивность линии Al наоборот повышена. Присутствует также линия W. Заметна повышенная интенсивность линий примесей.

На рис. 11 показана рентгенограмма с поверхности круга. Как видно, она претерпела существенные изменения, а именно: пики с межплоскостным расстоянием $d = 2,33 \text{ \AA}$, $d = 2,02 \text{ \AA}$, $d = 1,43 \text{ \AA}$, $d = 1,22 \text{ \AA}$, и $d = 1,168 \text{ \AA}$ увеличили свою интенсивность. Уже одно это свидетельствует о наличии на поверхности сложных процессов. Линии, отно-



а) $\times 170$



б) $\times 850$

Рис. 9. - Поверхности круга АСВ 125/100 МО13-100% после затачивания сплава Т5К10 с непрерывной электрохимической правкой круга ($i_{np} = 0,4 \text{ А/см}^2$): $V = 35 \text{ м/с}$; $S = 1,5 \text{ м/мин}$; $t = 0,03 \text{ мм/дв.ход}$; а - внешняя картина; б - алмазное зерно

сящиеся к другим фазам, наоборот, уменьшили интенсивность.

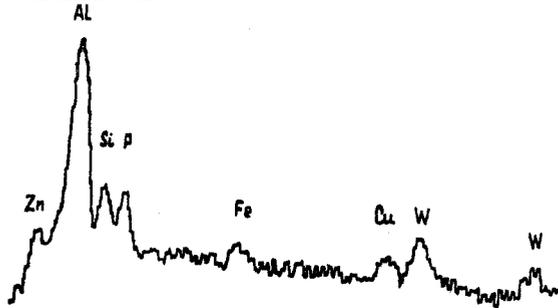


Рис. 10. - Спектр поверхности круга АСВ 125/100 МО13-100% после затачивания твердого сплава Т5К10 с электрохимической правкой

твердый сплав, что уменьшает долю механического резания, так и поверхность круга, способствуя обновлению алмазных зерен и поддержанию примерно исходного уровня режущей способности. Поверхность круга развита (рис. 12, а), содержит много режущих алмазных зерен, которые имеют большие изношенные площадки (рис. 12, б).

Хотя при МДТ электрические параметры невелики, все же имеет место локальный электроэрозионный процесс.

На поверхности круга видны кратеры, лунки, но сравнительно небольшие, значительно меньше, чем при электрохимическом травлении круга.

В этом случае алмазные зерна теряют режущую способность, в основном достигнув полного износа. При достижении определенного предельного

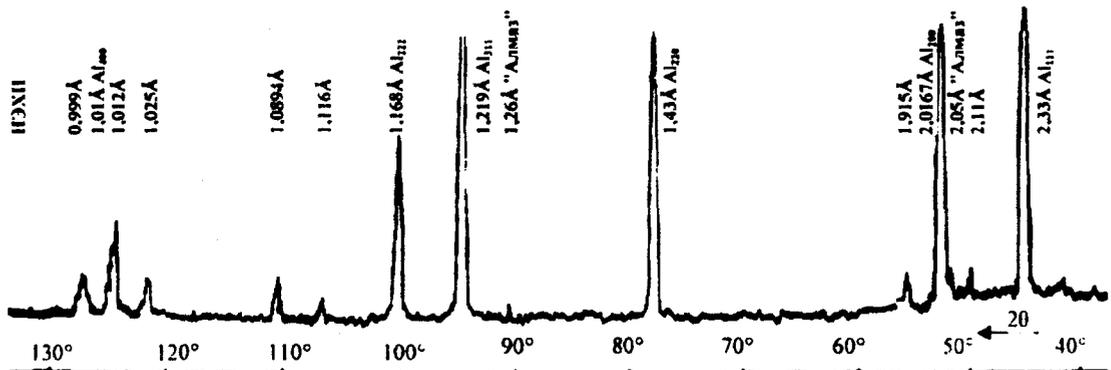
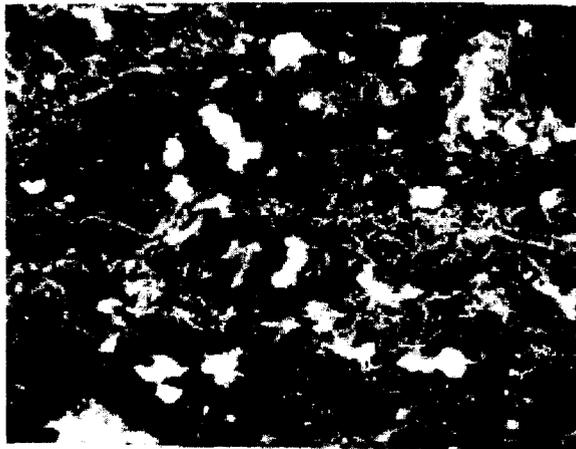


Рис. 11. - Рентгенограмма поверхности круга АСВ 125/100 МО13 100% после затачивания твердого сплава Т5К10 с электрохимической правкой ($i_{np} = 0,4 \text{ A/cm}^2$): $V = 35 \text{ м/с}$; $S = 1,5 \text{ м/мин}$; $t = 0,03 \text{ мм/дв.ход}$



а) $\times 170$



б) $\times 850$

Рис. 12. - Поверхности круга АСВ 125/100 МО13-100% после затачивания сплава Т5К10 МДТ ($i_{np} = 0,2 \text{ A/cm}^2$; $i_{np} = 18 \text{ A/cm}^2$): $V = 35 \text{ м/с}$; $S = 1,5 \text{ м/мин}$; $t = 0,03 \text{ мм/дв.ход}$; а - внешняя картина; б - алмазное зерно

($i_{np} = 0,4 \text{ A/cm}^2$) $V = 35 \text{ м/с}$; $S = 1,5 \text{ м/мин}$;
 $t = 0,03 \text{ мм/дв.ход}$

Это свидетельствует о том, что в процессе резания поверхность круга растворяется крайне неравномерно. Часть линий в сравнении с эталоном не значится на рентгенограмме.

Затачивание методом двойного травления, с одной стороны, растравливает как затачиваемый

износа зерна удаляются из связки вследствие действующих на них сил. На фотографии (рис. 12) видно, что наиболее изношенные зерна смещены с первоначального положения, что свидетельствует о начале вырыва зерен из связки. По периметру зерен, находящихся достаточное время в процессе резания, имеются углубления, свидетельствующие о вытравливании границы между зерном и связкой.

На поверхности круга кроме изношенных зерен видны зерна, которые имеют малые площадки контакта или их вообще не имеют. Отсюда следует, что процесс обновления поверхности новыми зернами идет постоянно. Оптимальным режимом (режимом самозатачивания) будет такой, при котором установится статистическое равновесие между количеством удаленных и вновь появившихся зерен. При методе двойного травления алмазные зерна долгое время находятся в процессе резания по сравнению, например, с методом электрохимической правки, следовательно, процесс обновления зерен должен идти с меньшей интенсивностью, чем при методе правки. Вследствие этого снижается расход круга.

Спектр с круга после работы МДТ (рис. 13) близок к спектру эталона. Однако линии Cu и Zn ослаблены, линия Ni находится на уровне фона, линия Al имеет большую интенсивность. Присутствует также линия W.

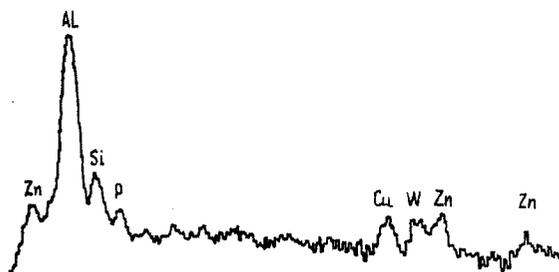


Рис. 13. - Спектр поверхности круга АСВ 125/100 МО13 100% после затачивания твердого сплава ТSK10 МДТ:

$V = 35 \text{ м/с}; S = 1,5 \text{ м/мин}; t = 0,03 \text{ мм/дв.ход};$
 $i_{np} = 0,2 \text{ А/см}^2; i_{mp} = 20 \text{ А/см}^2$

На рис. 14 показана рентгенограмма этой по-

верхности. Она близка к эталону. Однако интенсивность линий Al здесь также выше, а пики других фаз ослаблены. Наличие дополнительных фаз при индицировании рентгенограмм не выявлено.

Подводя итог, прежде всего, нужно отметить, что процесс затачивания твердых сплавов всухую практически невозможен, т.к. сопровождается интенсивным засаливанием алмазного слоя.

Наличие травления затачиваемого инструмента создает условие отсутствия засаленного слоя, хотя полного режима самозатачивания в этом случае не происходит.

Наиболее полный режим самозатачивания может быть достигнут в условиях непрерывной правки круга и успешно реализован при МДТ.

Литература:

1. Гордон М. Б. Роль физико-химических процессов при резании металлов. В кн.: Теория трения, смазки и обрабатываемости металлов. Чув. Ун-т. Чебоксары, 1981. – с. 3-11.
2. Палей М.М., Дибнер Л.Г., Флид М.Д. Технология шлифования и заточки режущего инструмента. – М.: Машиностроение, 1988. – 288 с.
3. Захаренко И.П. Эффективность обработки инструмента сверхтвердыми материалами. – М.: Машиностроение, 1982. – 294 с.
4. Попов С.А., Малевский Н.П., Терешенко Л.М. Алмазно-абразивная обработка металлов и твердых сплавов. – М.: Машиностроение, 1977. – 263 с.
5. Янюшкин А.С. Использование комбинированного метода обработки для обеспечения качества поверхностного слоя деталей машин // Проблемы механики современных машин: Материалы международной конференции / ВСГУ. – Улан-Удэ, 2000. – Т.2. – С. 101-105.

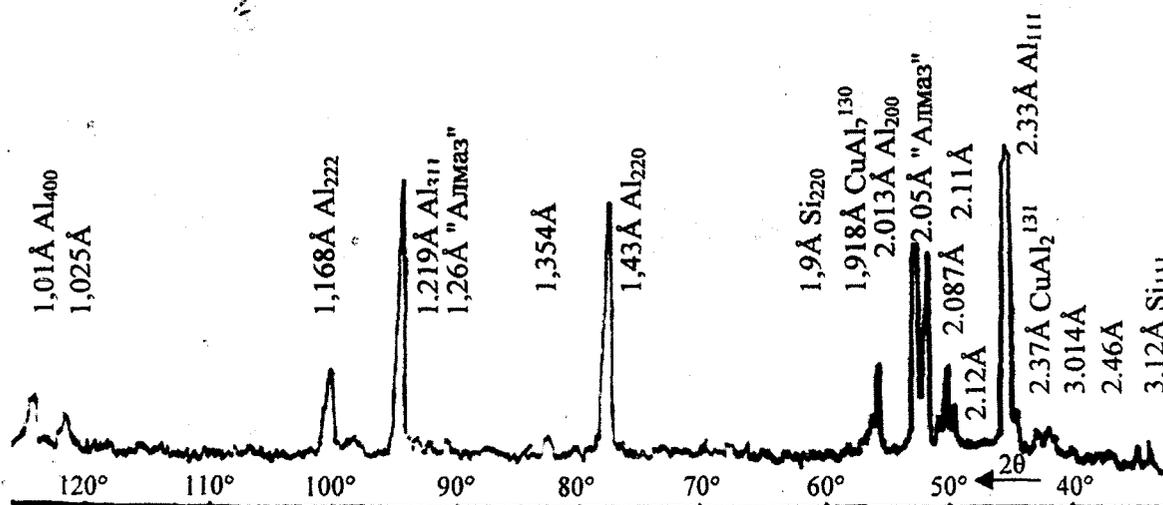


Рис. 14. - Рентгенограмма поверхности круга АСВ 125/100 МО13-100% после затачивания твердого сплава ТSK10 МДТ: $V = 35 \text{ м/с}; S = 1,5 \text{ м/мин}; t = 0,03 \text{ мм/дв.ход}; i_{np} = 0,2 \text{ А/см}^2; i_{mp} = 20 \text{ А/см}^2$

УДК 621.922

Доц. Б. И. Афанасьев, О. В. Болдин
(Орловский Государственный Технический Университет)
Россия, г. Орел, (0862) 419877, e-mail: tmsi@ostu.ru

ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛИЧЕСТВА АКТИВНЫХ ЗЕРЕН КРУГА С ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОСЦИЛЛЯЦИЕЙ

Investigations of the active grain amount for a disk with parametric oscillation, which is installed at a sharp angle to the plane perpendicular to rotation axis are shown.

Важным направлением повышения эффективности финишной обработки является совершенствование традиционных способов шлифования путем изменения кинематики движений абразивного инструмента и заготовки, конструкций шлифовальных кругов, создание новых схем абразивной обработки и др.

Авторами разработан способ шлифования кругом с параметрической осцилляцией, который установлен под острым углом к плоскости, перпендикулярной оси вращения, позволяющий повысить качество и производительность обработки. Способ обеспечивает осцилляцию теплового поля, позволяет интенсифицировать процесс обработки, снижает теплонапряженность шлифования при непрерывном контакте инструмента и заготовки с сохранением преимуществ процесса прерывистого шлифования. Это стало возможным вследствие прироста сплошной длины дуги контакта круга и заготовки других факторов рассмотренных ниже.

Не все из зерен, видимых на поверхности традиционного шлифовального круга, участвуют в удалении обрабатываемого материала. Работают только те зерна (рис. 1), которые в данный момент времени имеют ординату Δ (зерно 1), отсчитываемую от наружной поверхности круга, меньшую, чем ордината Δ_1 случайной неровности на поверхности контакта, возникающей в результате прохода предыдущих зерен [1].

Таким образом, условием для участия данного зерна в работе является положительное значение случайной величины:

$$\eta = \Delta_1 - \Delta. \quad (1)$$

При $0 < \eta \leq t$ имеет место взаимодействие зерна

с обрабатываемым материалом; при $\eta = 0$ зерно скользит по неровности детали; при $\eta < 0$ зерно в работе не участвует (зерно 3).

Но есть категория зерен, которые имеют ординату Δ (зерно 2), отсчитываемую от наружной поверхности круга, меньшую, чем ордината Δ_1 случайной неровности на поверхности контакта, но в резании не участвуют, так как движутся вслед за предыдущими (зерно 1) зернами. Зерно 2 не удаляет обрабатываемый материал, а проходит по впадине-царапине, проделанной 1-м зерном. Срабатывает эффект повторяемости следа.

Для обычных кругов для схемы с зернами 1 и 3 количество активно работающих зерен подсчитывают по формуле:

$$\eta_p = \beta n F(v), \quad (2)$$

где $F(v)$ – функция, зависящая от безразмерного параметра;

n – фактическое количество зерен на рабочей поверхности традиционного круга, зерен/мм²;

$$v = \frac{1000V_k n \sigma_0^2 t g \gamma}{w}, \quad (3)$$

где σ_0 – среднее квадратичное отклонение, характеризующее закон распределения вылета вершинок из связки;

γ – половина средневероятного значения угла режущей вершинки зерна.

Средняя удельная производительность процесса плоского шлифования с единицы площади поверхности контакта между кругом и заготовкой опреде-

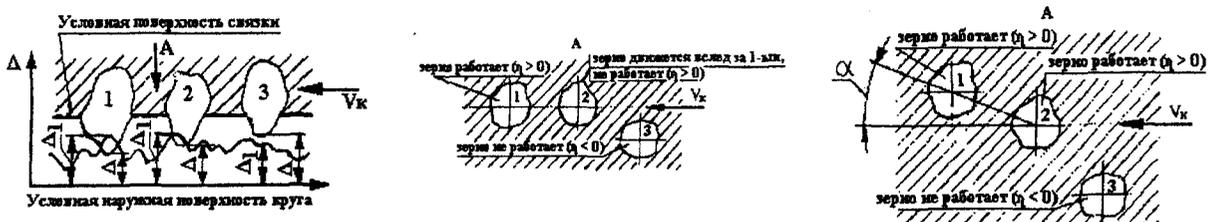


Рис. 1. – Взаимодействие случайной поверхности обычного (а, б) и круга с параметрической осцилляцией (в) со случайной поверхностью заготовки

ляется по формуле:

$$w = \frac{1000S_{np} \sqrt{\left(\frac{t}{D_k}\right)}}{60} \quad (4)$$

В формулу (2) входит поправка β на несимметричное расположение кривой распределения вылетов вершинок зерен в рабочем слое круга, значения которых приведены в [1].

В пределах $1 \leq v \leq 100$ значения $F(v)$ аппроксимируются выражением:

$$F(v) \approx 0,55\sqrt{v} \quad (5)$$

Тогда

$$n_p = \frac{0,55\beta \sqrt{\frac{nw}{1000V_k}}}{\sigma_0 \sqrt{tg\gamma}} \quad (6)$$

или

$$n_k = \frac{0,167\beta\sqrt{Kw}}{\sqrt{(\alpha_\phi)^3 x^2 \sqrt{tg\gamma}(1-\varepsilon)1000V_k}} \quad (7)$$

В круге с параметрической осцилляцией, который установлен под углом α к плоскости, перпендикулярной оси вращения (рис. 2), номинальное

количество зерен значительно больше, чем в обычных, традиционно установленных, кругах.

Во-первых, площадь контакта круга с параметрической осцилляцией с обрабатываемой заготовкой, увеличивается, так как:

$$B_k = \frac{B_k^0}{\cos\alpha} \quad (8)$$

Это видно на рис. 2, б, г, когда зона контакта находится в крайних правом и левом положениях.

Во-вторых, проходя положения, когда угол наклона торцов круга к обрабатываемой поверхности прямой (рис. 2, а, в), круг развёрнут относительно продольной подачи заготовки и не работающие зерна (зерно 2), имеющие ординату Δ , отсчитываемую от наружной поверхности круга, меньшую, чем ордината Δ , случайной неровности на поверхности контакта, но идущие по впадине-царапине, проточенной предыдущими зернами, повернуты на угол α и начинают резать (рис. 1, в), превращаясь в активно работающие зерна (зерно 2).

В третьих, круг с параметрической осцилляцией осциллирует (рис. 2, г) захватывая обрабатываемую поверхность более широкую $B_{ш}$, чем обычный круг B_k^0 , при этом резко уменьшается эффект повторяемости следа.

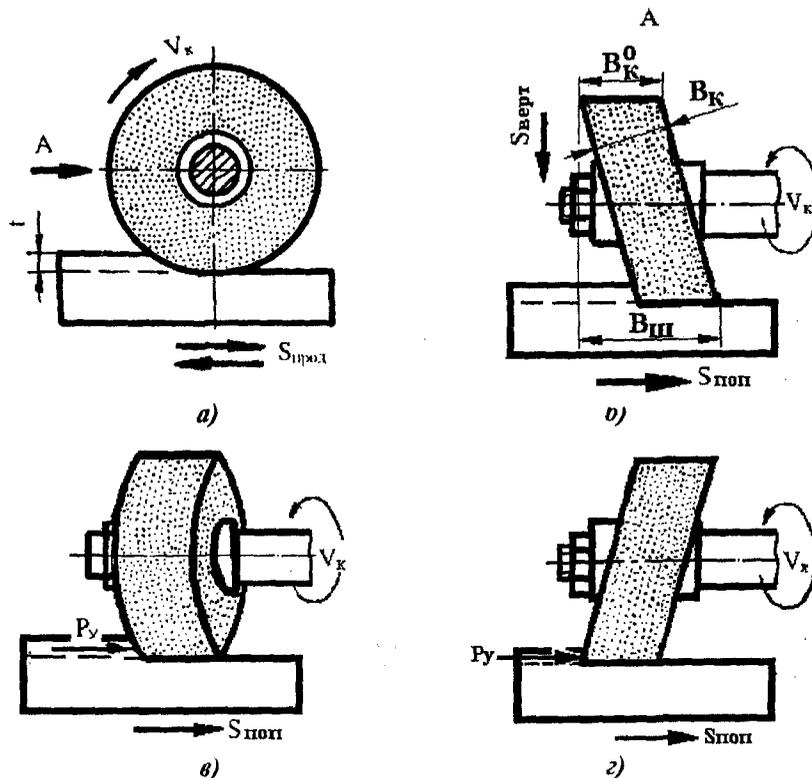


Рис. 2. – Схема плоского шлифования с параметрической осцилляцией

Количество активно работающих зерен n_k в кругах с параметрической осцилляцией прямо пропорционально высоте B_k и ширине шлифования $B_{ш}$, захватываемой за один оборот этого круга. При этом прирост активно работающих зерен n_k^I за счет увеличения высоты B_k определится по формуле:

$$n_k^I = n_p \left(\frac{B_k}{B_k^0} \right) = n_p (\cos \alpha)^{-1}. \quad (9)$$

Эффективное увеличение активно работающих зерен в n_k^{II} раз наблюдается при разворотах круга относительно продольной подачи, т. е. на участках в пол-оборота при одном обороте круга с параметрической осцилляцией, и определяется по формуле:

$$n_k^{II} = n_p \left(\frac{B_{ш}}{B_k^0} \right) = n_p \left((\cos \alpha)^{-1} + \frac{D_k \operatorname{tg} \alpha}{B_k^0} \right). \quad (10)$$

Формулу для расчета активно работающих зерен при плоском шлифовании кругом с параметрической осцилляцией можно получить, подставляя выражение (7) и объединяя выражения (9) и (10):

$$n_k = \frac{0,167 (\cos \alpha)^{-1} \left((\cos \alpha)^{-1} + \frac{D_k \operatorname{tg} \alpha}{B_k^0} \right) \beta \sqrt{K_w}}{\sqrt[4]{(\alpha_\phi)^3 x^2 \operatorname{tg} \gamma (1 - \varepsilon) 1000 V_k}}. \quad (11)$$

Количество активных зерен при плоском шлифовании кругом с параметрической осцилляцией определялось экспериментальным путем и сравнивалось с расчетным.

Определение количества активных зерен выполнялось прокаткой круга по стеклу с нанесением на последнее слоя краски, прокаткой круга по тонкой фольге, положенной на твердое основание, регистрацией импульсов от термопар, заложенных в заготовку.

Наиболее близкий результат к количеству активных зерен, подсчитанных непосредственно по мгновенной поверхности шлифования, дал метод прокатки по фольге, толщина которой равна глубине резания t , при которой круг работал в дальнейшем.

Количество активно работающих зерен n_k круга с параметрической осцилляцией при плоском шлифовании зависит от угла α наклона круга к плоскости, перпендикулярной оси вращения и глубины резания t (рис. 3). Оно возрастает при увеличении угла α наклона круга и уменьшается с уменьшением глубины шлифования t .

Кроме того, количество активно работающих зерен n_k круга с параметрической осцилляцией при плоском шлифовании зависит от скорости за-

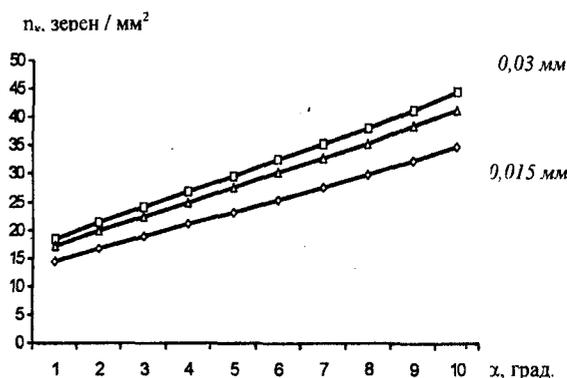


Рис. 3. – Влияние угла α наклона квазидискретного круга и глубины резания t на количество активно работающих зерен n_k при плоском шлифовании (эльборовым кругом типа 1А1-2 (ЛПП-2)

ГОСТ 17123-79, 200×20×32, связка органическая - Б1, зернистость Л8 - 100/80, концентрация $K=100\%$, режимы: $V_k=30$ м/с, $S_{пр}=20$ м/мин, количество номинальных зерен и активно работающих на стандартном круге соответственно: $n_0=139$ зерен/мм² и $n_p=14,66$ зерен/мм² при $t=0,03$ мм)

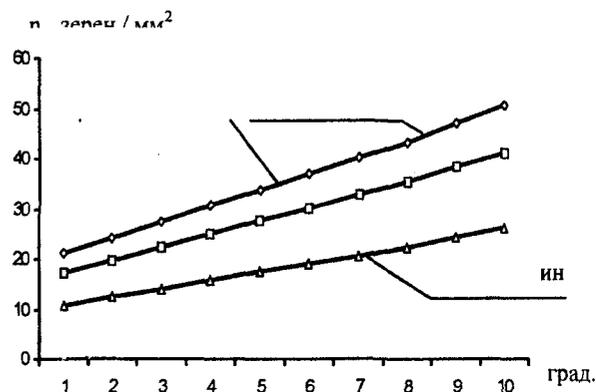


Рис. 4. – Влияние скорости заготовки $S_{пр}$ и угла α наклона квазидискретного круга на количество активно работающих зерен n_k при плоском шлифовании (эльборовым кругом типа 1А1-2 (ЛПП-2)

ГОСТ 17123-79, 200×20×32, связка органическая - Б1, зернистость Л8 - 100/80, концентрация $K=100\%$, режимы: $V_k=30$ м/с, $t=0,03$ мм)

готовки $S_{пр}$ (рис. 4). Оно возрастает при увеличении продольной подачи $S_{пр}$ и увеличении угла α наклона круга.

Литература:

1. Абразивная и алмазная обработка материалов/ Под ред. А. Н. Резникова. – М.: Машиностроение, 1977. – 391 с.

УДК 621.923.4

Канд. техн. наук. Ю. В. Василенко
(Орловский государственный технический университет)
Россия, г. Орел, тел. (0862) 419877; e-mail: tmsi@ostu.ru

ПРОГРЕССИВНАЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ОСНАСТКА ДЛЯ ПОДАЧИ СОТС ПРИ АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКЕ

In the paper the structures and location of device for lubrication-cooling matter feed providing an effective estimation and intensive cooling of the grinding disk.

Роль смазочно-охлаждающего технологического средства (СОТС), как необходимого элемента современного технологического процесса, стала общепризнанной. В связи с этим, в последнее время, номенклатура, объемы производства и потребления СОТС возросли. В тоже время, значительно ужесточились социально-гигиенические требования к любому производственному процессу, поэтому вопросы техники применения СОТС особенно актуальны.

Развитие процесса плоского шлифования требует использования всех конструктивно-технологических резервов, в том числе тех, которые связаны с совершенствованием техники применения СОТС. Как показывает практика, возможности СОТС используются далеко не в полной мере, в некоторых случаях всего на 5-10%. Поэтому совершенствование техники применения СОТС является одним из наиболее перспективных направлений повышения производительности и качества процесса плоского шлифования, расширения его технологических возможностей. В связи с этим на базе кафедры ТМСИ ОрелГТУ в рамках научной программы «Совершенствование технологии абразивно-алмазной обработки путем применения продольно-прерывистых кругов с аксиально-смещенным режущим слоем» были рассмотрены задачи:

1) совершенствование техники подачи СОТС с целью предотвращения ее разбрызгивания и эффективного улавливания факела отходов из зоны резания;

2) совершенствование комбинированной техники подачи СОТС, позволяющее увеличить стойкость шлифовального круга, интенсифицировать режимы обработки, обеспечить улавливание факела отходов из зоны шлифования.

В процессе решения первой задачи, на основании полученных теоретических и экспериментальных результатов, разработан способ подачи СОТС – заградительный, заключающийся в том, что за зоной обработки подают технологическую жидкость широким потоком в виде шторы, вследствие чего улавливают факел металло-абразивно-

жидкостного шлама, направленно движущегося из зоны резания.

Получена математическая модель формирования шторы из СОТС и ее взаимодействия с потоком шлама, обеспечивающая прогнозирование результатов такого взаимодействия и расчет технологических условий реализации заградительного способа подачи СОТС.

Заградительный способ подачи СОТС реализуется, как показано на рис. 1. Устройство для реализации способа включает сопло 1, жесткий кронштейн 2 и винт 3, соединительные трубопроводы 4 и 6, вентиль регулирования напора СОТС 5. Дан-

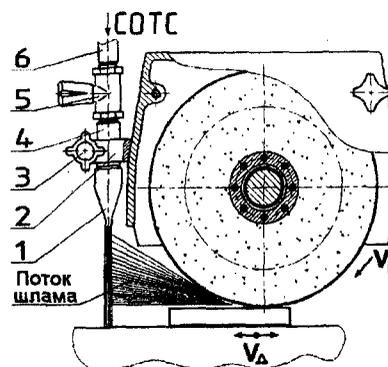


Рис. 1. – Устройство промышленной реализации заградительного способа подачи СОТС

ное устройство рекомендуется к применению на станках, оборудованных системой подачи СОТС, позволяющей создавать давление жидкости в струе не менее 10 кПа. Толщину выходного сечения сопла рекомендуется принимать в диапазоне 2 – 5 мм. Регулировка устройства, в процессе шлифования, осуществляется изменением давления (скорости) струи СОТС вентилем 5: рабочий, осуществляя непосредственное визуальное наблюдение качества улавливания факела отходов шлифования, регулирует напор жидкости так, чтобы полностью нейтрализовать факел.

Большинство шлифовальных станков, эксплуатируемых на отечественных машиностроительных

предприятиях, оснащены системами подачи СОТС, обеспечивающими давление струи жидкости не более 7,5 кПа. В этом случае необходимо осуществлять настройку оборудования (рис. 1) согласованным регулированием толщины сопла и давления в системе подачи СОТС в соответствии с рекомендациями табл. 1.

При решении второй задачи исследований, на основании полученных теоретико-экспериментальных данных создана установка внезонной комбинированной подачи (УВКП) СОТС, совмещающая в себе три способа ее подачи:

- напорной струей на круг вне зоны резания;
- поливом на заготовку вне зоны резания;
- заградительный способ подачи.

Также сохраняется возможность применения на станке способа подачи СОТС, использовавшегося на нем ранее.

Схема УВКП СОТС показана на рис. 2. Установка включает башмачок 1 с прямой или криволинейной поверхностью, обращенной к периферии шлифовального круга 2 так, что образуется клиновидная полость. Башмачок крепится к боковым стенкам корпуса 3 винтами 4, с возможностью регулирования наклона, для обеспечения оптимального зазора между периферией круга и поверхностью башмачка. В корпусе 3 установлено сопло 5, имеющее возможность радиального перемещения, для обеспечения заданного угла наклона к поверхности круга 2. Фиксирование сопла осуществляется гайками 6, 8 и шайбой 7. Заслонки 9 и 18 служат для предотвращения разбрызгивания СОТС из корпуса 3. Подвод СОТС к соплу 6 осуществляется при помощи шлангов от гидросистемы станка 10 через тройник 11. Регулируют напор вентилем 12.

Корпус установки крепится к защитному кожуху 13 шлифовального круга 2 с помощью кронштейна 14 и крепежных винтов, имея возможность перемещаться в вертикальном и горизонтальном направлениях, что необходимо для обеспечения плавной настройки положения корпуса установки после правки круга. Для точной установки зазора между башмачком 1 и кругом 2 предназначен винт микрометрической подачи 15.

В дне корпуса установки расположено щелевое отверстие, толщина которого регулируется пластиной 17 и винтом 16. Отверстие предназначено для отвода отработавшей СОТС из корпуса установки и образования заградительной шторы из технологической жидкости.

Установка работает следующим образом. Башмачок 1 установлен так, что образуется зазор между ним и периферийной поверхностью круга 2. Оптимальный размер зазора настраивается, чтобы отсечь корпусом башмачка периферийные воздушные потоки, генерируемые кругом и обеспечить многократное взаимодействие СОТС с поверхностью круга. В клиновидной полости, при попадании струи СОТС из сопла на круг образуется зона разрежения, что способствует возникновению эффекта кавитации, в результате которой увеличивается моющее действие жидкости и охлаждение инструмента. Увеличению моющего действия способствует последовательное многократное отражение струи СОТС от поверхностей круга и башмачка.

После многократного взаимодействия с поверхностью круга, технологическая жидкость теряет первоначальную энергию, выносится кругом из клиновидного зазора в полость корпуса установки и распыляется в виде брызг и тумана. Воздушно-капельная смесь конденсируется на внутренней поверхности корпуса и образовавшаяся жидкость вытекает из установки через щелевое отверстие 17, образуя заградительную штору, улавливающую факел отходов шлифования из зоны резания. Затем СОТС попадает на обрабатываемую поверхность заготовки, дополнительно охлаждая и смазывая ее.

Такая конструкция и местоположение установки, обеспечивают эффективную очистку и интенсивное охлаждение шлифовального круга, что позволяет интенсифицировать режимы обработки и повысить ее производительность на 10-15%. Эффективность работы установки зависит от размера зазора между башмачком и шлифовальным кругом, количества и скорости подачи СОТС, параметров щелевого отверстия 17.

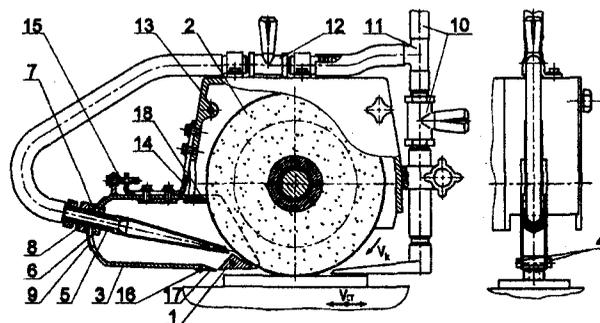


Рис. 2. – Установка внезонной комбинированной подачи СОТС

1. Оптимальные технологические параметры реализации заградительного способа подачи СОТС в зависимости от режимов резания и характеристик элементов технологической системы

(при $V_{РЕЗ}=35$ м/с, СОТС – 5%-ный раствор эмульсола НГЛ-205)

		Давление в системе подачи СОТС Р, кПа																
		1				2				3								
Глубина шлифования t, мкм	40			>7,5	>7,5			>7,5	>7,5			7,5	>7,5	Зернистость круга Z, мкм	60	160	250	400
	38			>7,5	>7,5			>7,5	>7,5			7,5	>7,5					
	36			>7,5	>7,5			>7,5	>7,5			7,5	7,5					
	34			>7,5	>7,5			>7,5	>7,5			7,5	7,5					
	32			>7,5	>7,5			7,5	>7,5			7,5	7,5					
	30			>7,5	>7,5			7,5	>7,5			7,0	7,5					
	28			>7,5	>7,5			7,5	7,5			7,0	7,5					
	26			>7,5	>7,5			7,5	7,5			6,5	7,0					
	24			>7,5	>7,5			7,5	7,5			6,5	7,0					
	22			>7,5	>7,5			7,5	7,5			6,0	6,5					
	20		7,5	7,5	>7,5		6,5	7,0	7,5		5,5	6,0	6,5					
	18		7,0	7,5	7,5		6,0	6,5	7,0		5,0	5,5	6,0					
	16		7,0	7,5	7,5		5,0	6,0	6,5		4,5	5,0	5,5					
	14		6,5	6,5	7,5		4,5	5,0	5,5		3,5	4,0	4,5					
	12		5,5	6,0	6,5		4,0	4,5	5,0		3,0	3,5	4,0					
	10	3,0	4,0	5,0	5,5	2,5	3,0	3,5	4,0	1,5	2,0	3,0	3,5					
	8	2,5	3,5	4,0	4,5	2,0	2,5	2,5	3,0	1,5	1,5	2,0	3,0					
	6	2,0	2,5	3,0	3,5	1,5	2,0	2,0	2,5	1,5	1,5	1,5	2,0					
	4	1,5	1,5	2,0	2,5	1,5	1,5	2,0	2,0	1,5	1,5	1,5	1,5					
2	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5						
0	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5						
		1				2				3								
		Толщина выходного сечения сопла δ, мм																

ТЕХНОЛОГИЯ ЛЕЗВИЙНОЙ ОБРАБОТКИ

УДК 621.9; 681.3

А. В. Карпов

(Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета)
Россия, г. Муром, тел. (09234) 32022, e-mail: center@Mivlgu.murom.ruПОКАЗАТЕЛИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ
ОБРАБОТКИ ЗАГОТОВОК РЕЖУЩИМИ
ИНСТРУМЕНТАМИ*In the paper the methods of elaboration new technological processes and improvement acting ones with the aid of providing their maximum power effectiveness are shown.*

Несмотря на высокую материалоёмкость и развитие прогрессивных методов обработки давлением, резание материалов по-прежнему имеет значительный удельный вес в обрабатывающей стадии изготовления изделий машиностроительного назначения.

Поиск наилучшего способа получения изделий неизбежно сталкивается с проблемой наименьшей их себестоимости. Себестоимость определяется, в конечном счёте, совокупными затратами труда, вложенного в производство. Трудозатраты, как известно, опосредованно характеризуется затратами энергии на каждом этапе технологического процесса [1].

Потребность в электрической и тепловой энергии является в настоящее время одним из главных факторов, влияющих на себестоимость продукции и, как следствие, на её рентабельность и конкурентоспособность, что во многом связано со стабильным ростом цен на энергоносители и введением лимитов энергопотребления. По экспертным оценкам, доля финансовых затрат на оплату израсходованных энергоресурсов в структуре общей себестоимости продукции отечественных машиностроительных предприятий по сравнению с 1984 годом выросла в 10–15 раз и составляет 20...30 % и более. Это объясняется, в первую очередь, высоким уровнем собственных производственных издержек, снизить которые представляется возможным путём разработки новых и корректировки действующих технологических процессов с целью обеспечения их максимальной энергоэффективности.

При решении этой задачи важнейшим аспектом является выбор и обоснование критерия энергоэффективности. В качестве такового следует принять объективный показатель, который должен характеризовать рассматриваемый процесс и удовлетворять ряду требований [1]:

1) обладать достаточной полнотой описания объекта;

2) иметь чёткий физический смысл;

3) быть количественным и выражаться однозначно некоторым числом;

4) определяться с допустимой точностью.

На наш взгляд, таким критерием может выступать «энергетический коэффициент полезного действия (КПД)» механической обработки, максимизация которого позволит не только решить проблему энергосбережения, но и обеспечит необходимую производительность и параметры качества детали. Очевидно, для черновой и чистовой обработки данный показатель следует определять исходя из различных предпосылок.

Для создания полноценной и адекватной модели расчёта энергетического КПД целесообразно рассмотреть механическую обработку с термодинамических позиций. Конечным результатом любого способа обработки резанием является формирование в материале заготовки новой поверхности с требуемыми размерами, точностью и качеством. Новые поверхности образуются вследствие определённого энергетического воздействия лезвия режущего инструмента на срезаемый слой, при этом величина общих энергозатрат (то есть работа резания) A_p в зоне контакта инструмента и заготовки достаточно легко коррелируется с рядом управляемых факторов, значениями которых технолог может варьировать в известных пределах, стремясь добиться наилучших выходных характеристик (качество поверхностного слоя, точность и производительность обработки, стойкость инструмента в течение нормативного периода и т. п.). К числу таких управляемых факторов относятся элементы режима резания, геометрические параметры инструмента, марки обрабатываемого и инструментального материалов и т. д.

Работа A_p , Дж, совершаемая режущим клином в течение основного (машинного) времени перехода $\tau_{очн}$, мин, расходуется на упругую и пластиче-

скую деформацию заготовки (энергия $W_{деф}$, Дж) и на «чистое» диспергирование, заключающееся в создании на вновь образованной поверхности детали и стружки свободной (истинной) поверхностной энергии $W_{нов}$, Дж:

$$A_p = W_{деф} + W_{нов}. \quad (1)$$

Согласно первому началу термодинамики, вся затраченная работа стружкообразования A_p , в конечном счёте, выделяется в виде теплоты Q и частично запасается на контактирующих поверхностях детали, стружки и инструмента в виде приращения их внутренних энергий ($\Delta U_{дет}$, $\Delta U_{стр}$, $\Delta U_{инстр}$ соответственно):

$$A_p = Q + \Delta U, \quad (2)$$

или в раскрытом виде

$$\begin{aligned} A_p &= Q_{деф} + Q_{т.п.} + Q_{т.з.} + Q_{дисп} + \Delta U = \\ &= (Q_{дет} + Q_{стр} + Q_{инстр} + Q_{о.с.}) + \\ &+ (\Delta U_{дет} + \Delta U_{стр} + \Delta U_{инстр}), \end{aligned}$$

где $\Delta U = \Delta U_{дет} + \Delta U_{стр} + \Delta U_{инстр}$ – суммарное приращение внутренней энергии в поверхностных слоях детали, стружки и инструмента, Дж;

$Q_{деф}$, $Q_{т.п.}$, $Q_{т.з.}$, $Q_{дисп}$ – соответственно теплота внутреннего трения между деформируемыми слоями заготовки, теплота трения по передней и задней граням инструмента и теплота диспергирования (образования новых поверхностей), Дж;

$Q_{дет}$, $Q_{стр}$, $Q_{инстр}$, $Q_{о.с.}$ – соответственно количество теплоты, переходящее в деталь, стружку, инструмент и окружающую среду (приёмники потоков теплоты), Дж.

Уровень и соотношение этих энергий определяют интенсивность износа режущего инструмента, ограничивая допустимые значения режимов резания и, как следствие, производительность [2].

Результаты исследований теплового баланса сыграли значительную роль в решении проблем целенаправленного управления тепловой ситуацией процесса резания дифференцированным воздействием на соответствующие источники тепловыделений и каналы теплоотвода, в общем виде представили информацию для оценки относительной обрабатываемости различных материалов [3, 4].

Часть работы резания, запасённая в виде приращения внутренней энергии ΔU , имеет относительный доленой вклад в общие энергозатраты порядка 0,5...3,0 % и в исследованиях тепловых процессов, а также энергетических соотношений при

черновой обработки не участвует в виду малости [2].

Характерной особенностью обработки резанием (как черновой, так и чистовой) является отделение стружки за счёт механизмов пластического сдвига и скалывания срезаемого слоя. Объём снятой стружки V , мм³, определяется геометрическими параметрами конкретного способа обработки. Например, при прорезании в заготовке прямоугольного паза глубиной t , мм, и шириной B , мм, дисковой фрезой на горизонтально фрезерном станке объём снятой стружки V , мм³, представляет собой объём параллелепипеда и равен:

$$V = BtL, \quad (3)$$

где L – длина пазы, мм.

Если при этом инструмент совершает работу A_p , Вт·мин, то величина e , $\frac{\text{Вт} \cdot \text{мин}}{\text{мм}^3}$, определяемая соотношением:

$$e = \frac{A_p}{V}, \quad (4)$$

по своей сути характеризует энергию, затраченную на снятие с заготовки 1 мм³ стружки при данных условиях и является удельной энергоёмкостью процесса. Поскольку удельная энергоёмкость e зависит от входных (управляемых) условий, свойственных рассматриваемому технологическому переходу, её можно рассматривать как некий физический критерий, позволяющий оценивать эффективность применённых условий (режимы резания, геометрические параметры инструмента, наличие или отсутствие охлаждения, марка инструментального материала и т. д.) [5], либо как перспективный критерий их оптимизации: $e \rightarrow \min$ [6, 7, 8]. К безусловным достоинствам показателя удельной энергоёмкости следует отнести его физическую (а не экономическую) сущность, а также простоту определения на практике путём соотношения затраченной работы и полученного при этом результата. Так, при фрезеровании пазы прямоугольной дисковой фрезой удельные энергозатраты e рассчитываются по формуле:

$$e \approx 5,13 \cdot 10^{-5} \frac{P_Z D n}{B t S_M} \left[\frac{\text{Вт} \cdot \text{мин}}{\text{мм}^3} \right], \quad (5)$$

$$e \approx 3,08 \cdot 10^{-3} \frac{P_Z D n}{B t S_M} \left[\frac{\text{Дж}}{\text{мм}^3} \right], \quad (6)$$

где P_Z – тангенциальная (окружная) составляющая силы резания, Н;

D – диаметр фрезы, мм;

S_M – минутная подача стола, мм/мин;

n – частота вращения шпинделя с фрезой, мин⁻¹.

Анализ формул (4) – (6) позволяет сделать заключение, что удельная энергоёмкость численно характеризует работу разрушения единицы объёма обрабатываемого материала, иными словами – уровень фактических разрушающих напряжений, возникающих при заданных режимах резания и вызывающих отделение от заготовки необходимого объёма стружки. Поэтому удельную энергоёмкость можно выразить в МПа и сравнивать с известными показателями механических свойств обрабатываемого материала, имеющими ту же размерность, – например, с временным сопротивлением при разрыве σ_B , МПа. Тогда безразмерное соотношение

$$q_{черн} = \frac{\sigma_B}{e} \quad (7)$$

будет являться функцией тех же управляемых параметров, что и удельная энергоёмкость. Для обработки дисковыми и цилиндрическими фрезами:

$$q_{черн} = 0,325 \frac{BtS_M \sigma_B}{P_Z D n} \quad (8)$$

Следует отметить, что показатели e и $q_{черн}$ не зависят от длины обрабатываемой заготовки L , т.е. не зависят от времени $\tau_{очн}$ рабочего хода станка. Таким образом, с помощью этих удельных показателей можно сравнивать между собой энергетическую эффективность различных по своей природе процессов черновой механической обработки.

Например, при фрезеровании паза глубиной $t = 7$ мм и шириной $B = 1,6$ мм в заготовке из стали 45 ГОСТ 1050 – 88 ($\sigma_B = 610$ МПа) прорезной фрезой из быстрорежущей стали Р6М5 диаметром $D = 80$ мм с числом зубьев $Z = 100$ на станке модели 6Н81Г с режимами $n = 160$ мин⁻¹, $S_M = 835$ мм/мин, удельные энергозатраты составляют $e = 0,101 \frac{Вт \cdot мин}{мм^3}$ или (в пересчёте на условное давление) $e = 6035$ МПа. При этом

$$q_{черн} = \frac{\sigma_B}{e} \approx 0,101. \text{ Если интенсифицировать обра-$$

зование стружки путём увеличения минутной подачи до предельного для станка значения $S_M = 1020$ мм/мин, то удельная энергоёмкость снизится до 5706 МПа, а величина безразмерного энергетического критерия составит $q_{черн} = 0,107$.

Напротив, уменьшив подачу до значения $S_M = 115$ мм/мин, получаем удельную энергоёмкость $e = 10514$ МПа и отношение $q_{черн} = 0,058$.

Таким образом, показатели e и $q_{черн}$ являются монотонно изменяющимися в зависимости от возрастания (или убывания) минутной подачи S_M (рис. 1).

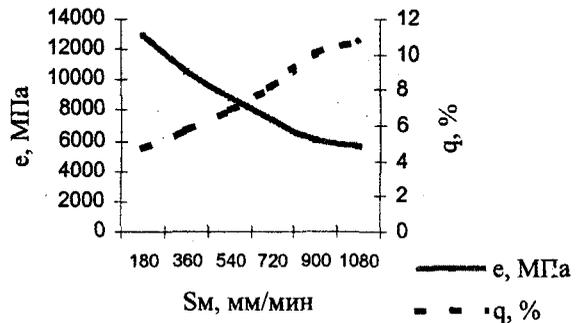


Рис. 1. – Влияние минутной подачи S_M при фрезеровании паза:

а – на удельную энергоёмкость e ;

б – на энергетический критерий q

Установлены аналитические зависимости показателей e и $q_{черн}$ от других управляемых факторов процесса резания, значениями которых технолог может варьировать при назначении режущего инструмента и режима резания (частота вращения n , мин⁻¹; глубина резания t , мм; ширина фрезерования B , мм, и др.). Очевидно, режим резания, для которого будут достигнуты минимально допустимые значения удельной энергоёмкости e , МПа, и максимально допустимое значение $q_{черн}$ %, обеспечит наибольшую производительность процесса резания данного материала заготовки на данном станке данным инструментом. Для поиска такого режима целесообразно представить один из указанных показателей (например, q) в качестве целевой функции ($q \rightarrow \max$) и выполнить процедуру оптимизации [1]. В качестве основных ограничивающих факторов при этом должны выступать технологические возможности металлорежущего станка, стойкость инструмента и его прочность (в случае черновой обработки пазов основной причиной выхода из строя инструмента является поломка острозаточенной фрезы вследствие переполнения снимаемой стружкой отведённого под её размещение объёма впадины между зубьями фрезы [9]).

Очевидно, режим работы инструмента с максимально допустимым значением критерия q обеспечит проведение технологического перехода (снятие стружки объёмом V , мм³) с минимальными затратами энергии стружкообразования A_p , Дж, т.е. с максимальным «энергетическим КПД». При этом создаются наиболее благоприятные условия для работы режущего инструмента вследствие минимизации тепловой и динамической напряжённости в технологической системе при одновременном достижении режима наибольшей производительности [6].

Аналогичный «энергетический» подход справедлив и для чистовых методов и переходов лезвийной обработки заготовок. Однако, главным результатом оптимизации должны стать режимы резания, обеспечивающие заданные параметры каче-

ства поверхностного слоя и точности размеров детали. В связи с этим оценка «энергетического КПД» при чистовых переходах по формуле (7) становится некорректной.

По мнению В.К. Старкова [6], «энергетический критерий качества» может быть записан в виде:

$$\eta_2 = \frac{U_c}{v \times S} \rightarrow \min, \quad (10)$$

где U_c – скрытая энергия деформирования поверхностного слоя детали, Дж;

v – скорость резания, м/мин;

S – подача, мм/об.

В общем балансе работы резания A_p доля энергии U_c не превышает 1%, однако, в связи с тем, что запасённая внутренняя энергия охватывает значительно меньшие объёмы, чем выделяемая теплота, удельные величины её становятся значительными. Поэтому энергия U_c оказывает заметное влияние на глубину упрочнённого слоя поверхности детали, модуль и знак остаточных напряжений, а также такие эксплуатационные свойства детали, как сопротивление усталости и долговечность при знакопеременном нагружении, коррозионную стойкость и др. [7].

Однако, вычисление значения энергии U_c носит теоретико-экспериментальный характер, предполагает проведение серии трудоёмких опытов и последующую статистическую обработку с целью получения выражений для расчёта плотности дислокаций, вышедших в результате пластического деформирования на поверхность кристаллов, времени деформирования, степени упрочнения и др. Всё это затрудняет применение предлагаемой методики в повседневной практике заводских инженеров-технологов, заинтересованных в создании энергоэффективных технологий.

Заметим, что альтернативным (и, что важно, – безразмерным) критерием энергоэффективности режимов чистовых операций, на наш взгляд, может выступать отношение:

$$q_{\text{чист}} = \frac{U_p}{A_p} \rightarrow \max, \quad (11)$$

где U_p – полезная работа диспергирования (рис. 2), Дж;

A_p – общая работа резания, Дж, совершаемая инструментом, и определяемая при фрезеровании по формуле:

$$A_p = 3,08 \cdot 10^3 \frac{P_z D n L}{S_M}. \quad (12)$$

Оценка энергии разрушения U_p проводится на основе анализа протекания процесса пластического деформирования зоны резания и роли, которую

играет при этом генерирование, движение и накопление дефектов кристаллического строения материалов, главным образом краевых и винтовых дислокаций. Проведённые расчёты свидетельствуют, что величина $q_{\text{чист}}$ при фрезеровании достигает 4% и более в зависимости от величины припуска, оставаемого под чистовой переход после завершения чернового перехода.

Количественная оценка показателей $q_{\text{черн}}$ и $q_{\text{чист}}$ позволяет сделать вывод, что резание материалов лезвийным инструментом, как механический процесс, с энергетических позиций является чрезвычайно неэффективным, по крайней мере в области практически применяемых режимов.

Назначение условий обработки без учёта возможной максимизации $q_{\text{черн}}$ и $q_{\text{чист}}$ ведёт к ещё большему «холодному» перерасходу энергии, требуемой для выполнения всех переходов, составляющих полный технологический маршрут. В результате суммарная энергоёмкость выпускаемой продукции оказывается завышенной (до 20 %) по сравнению с оптимальным значением, что увеличивает внутренние издержки предприятия и, как следствие, себестоимость выпускаемой продукции.

Литература:

1. Рыжов Э.В. Оптимизация технологических процессов механической обработки / Под ред. А.П. Гавриш, Э.В. Рыжов, В.И. Аверченков – Киев: Наукова думка, 1989. – 192 с.
2. Якубов Ф.Я. Энергетические соотношения процесса механической обработки материалов. – Ташкент: Фан, 1985. – 105 с.
3. Резников А.Н. Основы расчёта тепловых процессов в технологических системах. – Куйбышев: Куйбышевский авиационный институт, 1986. – 92 с.
4. Яцерицин П.И. Теория резания. Физические и тепловые процессы в технологических системах. / П.И. Яцерицин, М.Л. Еременко, Е.Э. Фельдштейн – Минск: Высш. шк., 1990. – 512 с.
5. Швец В.В. Некоторые вопросы теории технологии машиностроения. – М.: Машиностроение, 1967. – 63 с.
6. Старков В.К. Дислокационные представления о резании металлов. – М.: Машиностроение, 1979. – 160 с.
7. Старков В.К. Обработка резанием. Управление стабильностью и качеством в автоматизированном производстве. – М.: Машиностроение, 1989. – 296 с.
8. Старков В.К. Технологические методы повышения надёжности обработки на станках с ЧПУ. – М.: Машиностроение, 1984. – 120 с.
9. Проектирование металлорежущих инструментов / Под ред. И.И. Семенченко. – М.: Машиностроение, 1963. – 953 с.

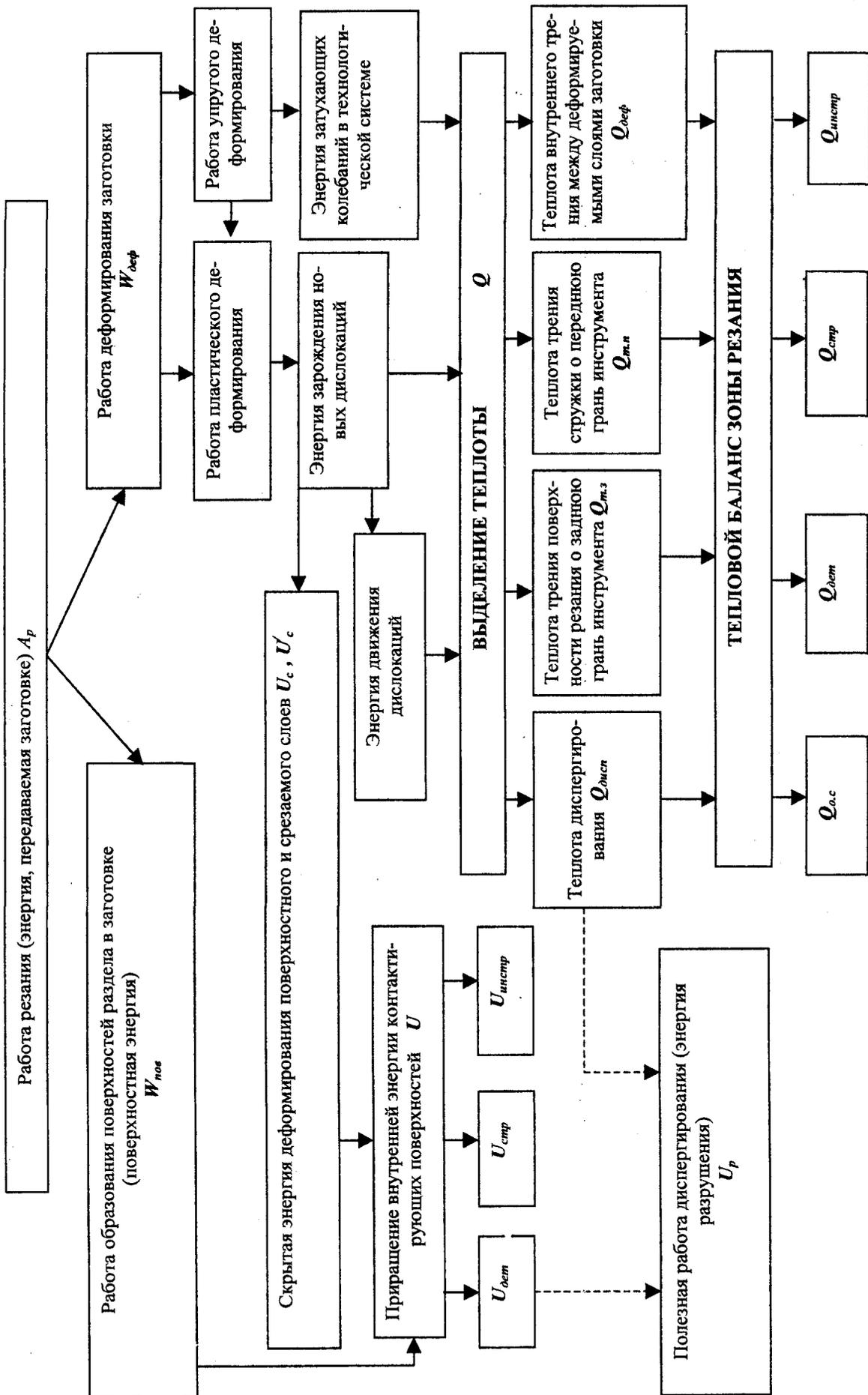


Рис. 2. – Схема распределения энергии, передаваемой заготовке

УДК 621.914.14

В. И. Сотников, А. А. Селихов, Д. А. Селихов
 (Орловский государственный технический университет)
 Россия, г. Орел, тел. (0862) 419877, e-mail: tmsi@ostu.ru

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОТОБРАЖЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ РЕЗАНИЯ ПРИ ЗУБОНАРЕЗАНИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС ДИСКОВЫМИ ФРЕЗАМИ

In the paper theoretical investigations of rough and fine toothing of cylindrical right gears with the aid of disk cutters with the use of mathematical presentation of cutting kinematic diagram on the basis of regulations of fractal theory are shown.

Эффективным направлением повышения производительности процессов зубонарезания является значительное увеличение скорости резания достигаемое при использовании зуборезных инструментов, оснащенных твердым сплавом. Практический опыт изготовления цилиндрических прямозубых колес крупного модуля ($m > 8$ мм) показывает, что это направление успешно реализуется в случае применения процесса зубонарезания дисковыми твердосплавными фрезами на зубофрезерных станках, работающих с единичным делением заготовки и автоматическим циклом обработки [1]. Такой процесс, в отличие от процесса червячного зубофрезерования, обеспечивает наиболее полное использование режущих возможностей твердого сплава благодаря отсутствию ограничений по скорости резания, так как привод главного движения (вращения фрезы) является независимым и кинематически не связан с другими движениями формообразования. Кроме того, данный процесс выполняется при неподвижной во время обработки каждой из впадин зубчатого венца заготовке. Это создает условия для обеспечения высокой жесткости технологической системы, которая необходима для нормальной работы твердосплавного инструмента.

Использование этого процесса возможно как для предварительной (черновой), так и окончательной (чистовой) обработки зубьев. Для реализации технологической схемы, включающей черновую и чистовую обработку зубьев, разработаны прогрессивные конструкции дисковых зуборезных фрез, особенностью которых является использование в качестве режущих элементов неперетачиваемых пластин твердого сплава, выполненных в форме прямоугольного параллелепипеда с радиусным профилем на вершинах [2, 3]. За счет определенного расположения режущих пластин в корпусе фрезы обеспечиваются необходимые для осуществления процесса резания задние углы на режущих лезвиях и требуемая схема чернового и чистового формирования профиля впадин зубчатого колеса. В качестве примера на рис. 1 представлены схемы формирования профиля впадин зубчатого колеса $m = 10$ мм, $z = 40$ двухрядными дисковыми фрезами.

Черновая фреза имеет дифференцированную схему резания, которая обеспечивает для каждого зуба фрезы резание близкое к свободному и удаление удаляемого из впадины зубчатого венца металла между отдельными режущими зубьями. Такая схема позволяет окончательно сформировать

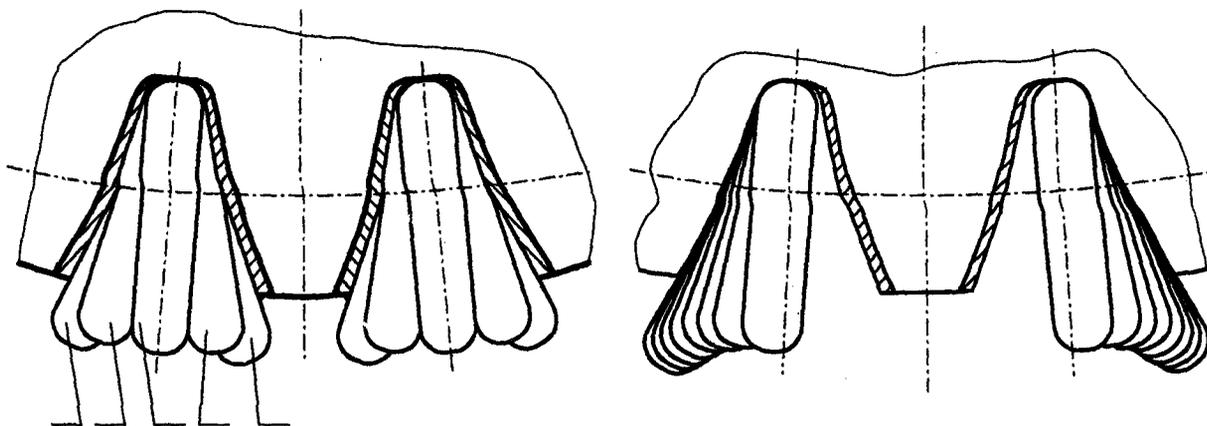


Рис. 1. – Схемы формирования профиля впадин зубчатого колеса черновой (а) и чистовой (б) дисковыми двухрядными зуборезными фрезами

дно впадин и оставить на боковых поверхностях и галтелях зубьев колеса относительно равномерный и благоприятный по форме припуск для последующей чистовой зубообработки. Для этого зубья фрезы объединены в группы, каждая из которых формирует свой сравнительно небольшой участок профиля впадины. Причем количество режущих зубьев в каждой группе зависит от объема металла, удаляемого зубьями группы из впадины зубчатого колеса. В свою очередь количество групп режущих зубьев принимается в зависимости от числа зубьев нарезаемого колеса, в соответствии с рекомендациями, изложенными в работе [2]. Так для схемы формирования профиля впадин зубчатого колеса с числом зубьев 40, представленной на рис. 1, а, рекомендуется использовать 5 групп режущих зубьев и следующую последовательность расположения режущих пластин при 16 зубьях в каждом ряду фрезы: - 1-2-1-3-1-4-1-5-1-2-1-3-1-4-1-5.

Чистовая дисковая зуборезная фреза также имеет двухрядную конструкцию и формирует эвольвентный профиль зубьев колеса по схеме конструктивного огибания. Для этого каждый зуб фрезы оснащен режущей пластиной, которая размещается с внешней стороны ряда по касательной к профилю зуба колеса. Причем в каждом ряду режущие пластины располагаются под изменяющимися от зуба к зубу углами профиля, что обеспечивает конструктивную подачу режущих лезвий и огибание эвольвентной поверхности (рис. 1, б). Величину углов профиля расположения режущих пластин рекомендуется определять из условия минимизации и выравнивания погрешности формообразования рабочей эвольвентной поверхности зубьев колеса [3, 4].

Процесс черного и чистового зубонарезания цилиндрических прямозубых колес дисковыми фрезами характеризуется сложными закономерностями изменения параметров срезаемых каждым зубом фрезы слоев металла (имеет место непрерывное изменение мгновенных значений толщины, ширины и площади срезов), углов контакта зуба фрезы с заготовкой, величины кинематических углов на режущих лезвиях и силы резания. Для теоретического исследования указанных параметров процесса целесообразно использовать математическое отображение кинематической схемы резания, построенной на основе положений теории фракталов [5].

Геометрические фракталы позволяют с требуемой для практики точностью, используя простые геометрические элементы в виде отрезков прямой линии, которыми аппроксимируют режущие лезвия и траектории взаимного перемещения инструмента и заготовки, получить математическую модель сложного процесса обработки. Длина аппроксимирующих отрезков принимается небольшой величины ($< 0,5$ мм), обеспечивая приближение моделируемого процесса к реальному с достаточно высокой точностью.

Кинематика процесса зубонарезания цилиндрических прямозубых колес дисковыми фрезами характеризуется наличием главного движения – вращения фрезы и движения подачи – перемещения фрезы вдоль оси зубчатого колеса (рис. 2). Для последовательной обработки впадин используется движение единичного деления, обеспечивающее поворот заготовки на угол между соседними зубьями.

В системе координат XYZ, связанной с заготовкой, геометрический фрактал математического отображения схемы резания этого процесса можно представить в виде системы уравнений:

$$\begin{cases} X_{ij} = X_{0i} + R_j \cdot \sin(\varphi_i - \varphi_{0K} + \psi_j), \\ Y_{ij} = a_w - R_j \cdot \cos(\varphi_i - \varphi_{0K} + \psi_j), \\ Z_j = Z_A + L_j \cdot \sin \varphi_K, \end{cases} \quad (1)$$

где X_{ij} , Y_{ij} , Z_j – текущие координаты рассматриваемой точки режущего лезвия;

X_{0i} – расстояние по оси OX от начала системы координат до центра фрезы в рассматриваемом положении, соответствующем ее повороту на угол φ_i ;

R_j – радиус фрезы в рассматриваемой точке режущего лезвия;

φ_i – текущее значение угла поворота фрезы;

φ_{0K} – центральный угол, определяющий положение рассматриваемого зуба фрезы в ее начальном положении;

ψ_j – центральный угол, определяющий смещение рассматриваемой точки режущего лезвия относительно точки этого лезвия на расчетном наружном диаметре фрезы;

a_w – расстояние между осью вращения фрезы и осью зубчатого колеса;

Z_A – координата точки режущего лезвия рассматриваемого зуба фрезы на расчетном наружном диаметре;

L_j – расстояние от точки режущего лезвия на расчетном наружном диаметре до рассматриваемой точки в плоскости передней поверхности зуба фрезы.

φ_K – профильный угол режущего лезвия рассматриваемого зуба.

$$X_{0i} = \frac{S_0 \cdot \varphi_i}{2\pi}, \quad (2)$$

где S_0 – подача на оборот фрезы.

$$R_j = \sqrt{(R \cdot \cos \gamma_b - L_j \cdot \cos \varphi_K)^2 + a_j^2}, \quad (3)$$

где γ_b – передний угол зуба фрезы в радиальной плоскости на расчетном наружном диаметре;

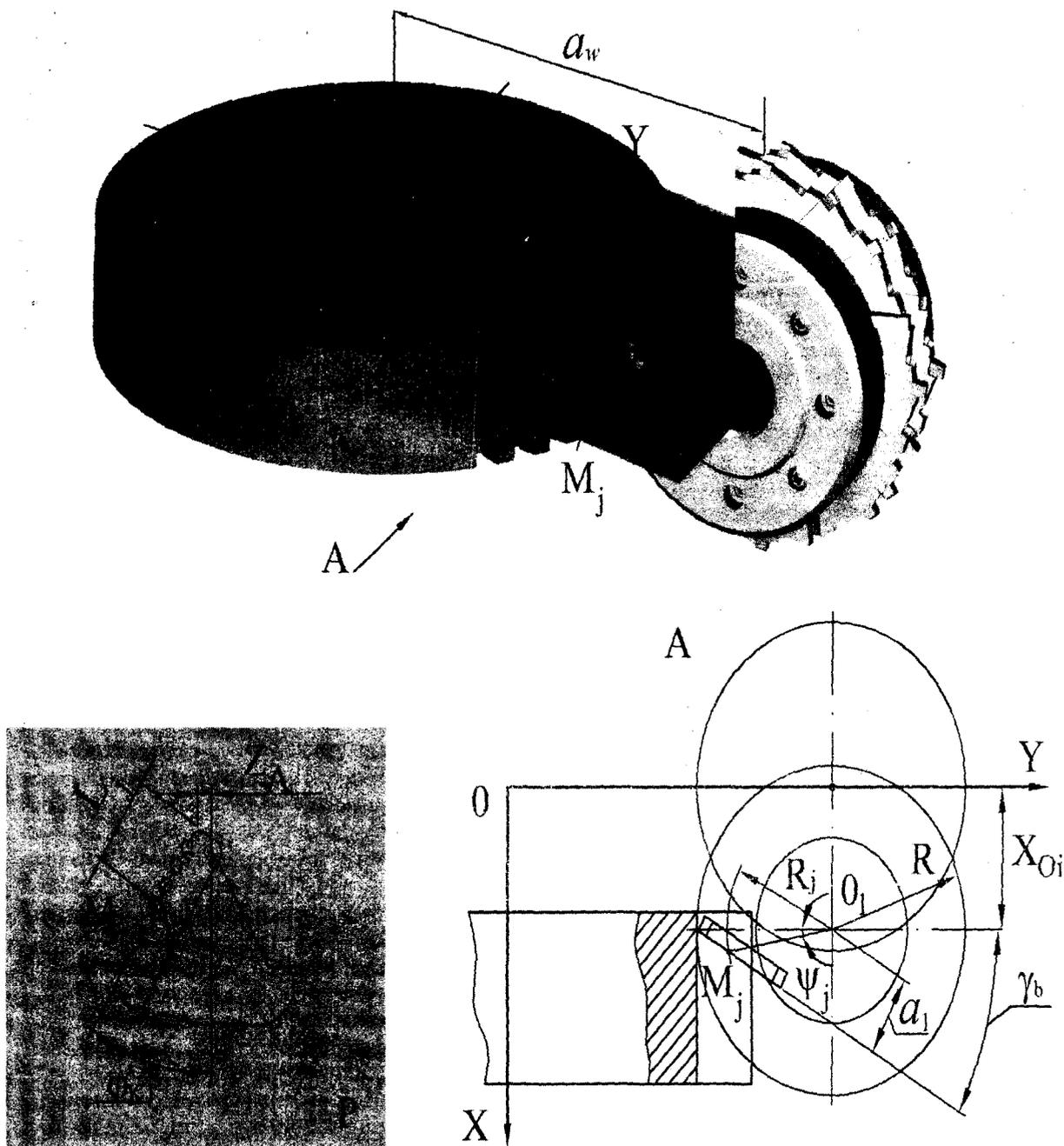


Рис.2. – Схема обработки зубчатого колеса дисковой зуборезной фрезой, оснащенной неперетачиваемыми пластинами твердого сплава

a_1 – смещение передней поверхности зуба относительно оси фрезы;

$$\varphi_{0K} = \frac{2\pi \cdot K}{Z_0}, \quad (8)$$

$$L_j = L_0 j, \quad (4)$$

$$a_w = R + r_f \cdot \sin \mu_1, \quad (5)$$

$$a_1 = R \cdot \sin \gamma_b, \quad (6)$$

$$\psi_j = \arcsin \frac{a_1}{R_j} - \gamma_b, \quad (7)$$

где L_0 – длина элементарного участка режущего лезвия;

j – порядковый номер элементарного участка режущего лезвия;

μ_1 – центральный угол зубчатого колеса между осью OY и осью симметрии обрабатываемой впадины;

r_f – радиус окружности впадин зубчатого колеса;

K – порядковый номер зуба фрезы;

Z_0 – количество зубьев фрезы.

Каждый зуб находится в контакте с заготовкой за оборот фрезы лишь при определенном угле контакта. Участие зуба фрезы в резании можно описать системой ограничений:

$$\begin{cases} L_i > X_{ij} > L_B, \\ Y_{ij} < Y_{Mj}, \\ X_{ij} > X_{0i}, \end{cases} \quad (9)$$

где L – максимальная длина перемещения фрезы;

Y_{Mj} – координата, определяющая максимальный угол контакта рассматриваемой точки режущего лезвия с заготовкой.

$$Y_{Mj} = \sqrt{r_a^2 - Z_j^2}, \quad (10)$$

где r_a – радиус окружности выступов зубчатого колеса.

$$L = L_B + B, \quad (11)$$

где L_B – длина участка врезания;

B – ширина обрабатываемого зубчатого венца.

Участки врезания и выхода имеют одинаковую длину:

$$L_B = \sqrt{t \cdot (D_a - t)}, \quad (12)$$

где t – глубина прорезаемой впадины;

D_a – наружный диаметр фрезы.

Для определения параметров срезаемого слоя вся длина режущего лезвия зуба фрезы разбивается на элементарные участки длиной L_0 , которая принимается в расчетах 0,05 – 0,5 мм. Мгновенная толщина срезаемого слоя определяется в середине элементарного участка по формуле:

$$a_{ij} = \frac{S_0}{k} \cdot \sin(\varphi_i - \varphi_{0K} + \psi_j) \times \sin \left[\arctg \left(\frac{R_j \cdot \operatorname{tg} \varphi_K}{\sqrt{R_j^2 - a_l^2}} \right) \right], \quad (13)$$

где k – количество режущих зубьев в группе, формирующий данный участок профиля впадины;

Мгновенная площадь слоя металла, срезаемого рассматриваемым зубом фрезы, определяется как сумма площадей срезов элементарных участков режущего лезвия, находящихся в резании:

$$F_i = L_0 \cdot \sum_j^j a_{ij}. \quad (14)$$

По найденным значениям a_{ij} и F_i можно определить максимальную мгновенную толщину A_{Mi} и суммарную мгновенную площадь F_{Mi} срезов при заданном угле поворота фрезы φ , с учетом одновременной работы нескольких зубьев.

$$A_{Mi} = \max(a_{ij}), \quad (15)$$

$$F_{Mi} = 2 \cdot \sum_i^K F_i. \quad (16)$$

С использованием представленного математического отображения схемы резания составлен алгоритм определения параметров процесса зубонарезания цилиндрических прямозубых колес дисковыми фрезами. На основе этого алгоритма разработан пакет прикладных программ для ПК в среде программирования Visual C++.

Расчеты, выполненные с использованием прикладных программ, дают возможность провести комплексный анализ работы каждого зуба фрезы в отдельности и всей фрезы в целом при обработке впадин зубчатого колеса. Данная методика анализа параметров процесса, разработанная на основе математического отображения схемы резания, позволяет обоснованно выбирать оптимальные конструктивные и геометрические параметры дисковых зуборезных фрез и обеспечивает возможность управления процессом.

Литература:

1. Евдак А.А. Высокопроизводительное черновое зубонарезание // Станки и инструмент. 1968. № 11. С. 13 - 14.
2. Сотников В.И. Дисковые фрезы для предварительного зубонарезания // Исследования в области инструментального производства и обработки металлов резанием. Сб. науч. трудов. Тула, ТПИ. 1991. С. 90-95.
3. Сотников В.И. Огибающие дисковые зуборезные фрезы для чистовой обработки зубьев крупномодульных колес. Фундаментальные и прикладные проблемы технологии машиностроения – Технология 2002. Материалы Международной научно-технической интернет конференции. / В.И. Сотников, Ю.П. Мельков, А.С. Тарапанов, Г.А. Харламов – Орел, ОрелГТУ, 2002. С. 134-138.
4. Сотников В.И. Определение закона изменения конструктивной подачи при проектировании дисковых огибающих зуборезных фрез // Справочник. Инженерный журнал. №12. / В.И. Сотников, А.С. Тарапанов, Г.А. Харламов – 2002. С. 19-22.
5. Mandelbrot B.B. The fractal geometry nature. – N.Y.: Freeman, 1983. – 450 p.

УДК 621.922

Д-р техн. наук А. С. Тарапанов, Д. Д. Евсеев, Ю. В. Фирсов,
канд. техн. наук. Г. А. Харламов
(Орловский государственный технический университет)
Россия, г. Орел, тел. (0862) 419877, e-mail: murstin@yandex.ru;

ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ РЕЖУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ИГЛОФРЕЗ С ПОМОЩЬЮ ТРЁХМЕРНЫХ ОТОБРАЖЕНИЙ СХЕМЫ РЕЗАНИЯ

The authors of the paper have determined the peculiarity of thickness distribution of the layer cut off along the length of the cutting edge in the course of part working with needle cutters and also working process kinematic peculiarities and cutting tool blade forms.

Иглофрезерная обработка отличается от процесса резания традиционными лезвийными инструментами упругим воздействием на обрабатываемую поверхность большого количества режущих кромок. Режущими элементами иглофрезы являются стальные проволочки малого диаметра с высокой плотностью упаковки. Каждая иголка представляет собой полужёсткий микрорезец. При вращении иглофрезы иголки ворса соприкасаются с обрабатываемой поверхностью и упруго отгибаются в тангенциальном направлении, возникают углы резания. В результате врезания микрорезцов в поверхность обрабатываемой заготовки и перемещения относительно её происходит снятие с заготовки поверхностного слоя металла. Срезание металла иголками происходит за счёт создания предварительного натяга ворса иглофрезы относительно обрабатываемой поверхности. Управлять процессом обработки можно за счёт подбора материала режущих проволочек, их диаметра рабочей длины, плотности и величины натяга [1].

Эффект самозатачивания, большой срок службы инструмента, высокая чистота обработки, возможность создания микрорельефа на обрабатываемой поверхности, её упрочнение характеризуют иглофрезерование с положительной стороны. Однако существуют сложности, препятствующие широкому использованию способа для отделочной размерной обработки. Из-за деформации и отжима игл величина срезаемого припуска меньше величины исходного натяга, то есть сближения

исходного натяга, то есть сближения инструмента и заготовки после касания иглами обрабатываемой поверхности. Поэтому исходное положение инструмента относительно заготовки не может быть определено традиционно простым приёмом. Кроме того, экспериментально установлено, что глубина резания возрастает с увеличением натяга до определённой величины [1]. При дальнейшем увеличении натяга глубина резания уменьшается. То есть одна и та же глубина резания при двух разных значениях натяга. Причём, силы резания при большем значении натяга много выше, чем нагрев режущих элементов, больше износ фрезы. Обработку следует производить при меньшем значении натяга, способном обеспечить заданную глубину резания. Для решения этих и других вопросов, связанных с точностью обработки иглофрезами были построены математические модели отображения схемы резания. Ниже представлены траекторные кривые движения для вершины режущего лезвия инструмента относительно детали. На основе анализа перемещения режущих кромок инструмента относительно обрабатываемой детали координаты изучаемой точки режущей кромки были определены по следующим зависимостям:

1. Дисковая фреза для обработки цилиндрической поверхности (рис. 1):

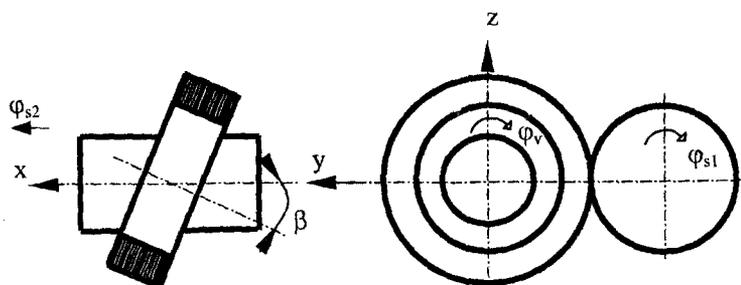


Рис. 1. – Обработка цилиндрической поверхности дисковой иглофрезой

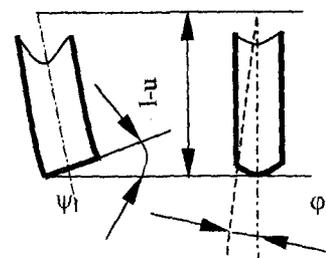


Рис. 2. – Игла в рабочем положении

$$\begin{aligned}
 x &= [(R_d + R_f + [-R_f + (r - r \cdot \sin \varphi_1)] \cdot \cos \varphi_v + \\
 &+ (r - r \cdot \sin \varphi_1) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \sin \varphi_v] \cdot \sin \varphi_{s1} + [(r - r \cdot \sin \varphi_1) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \cos \varphi_v - \\
 &- [-R_f - (r - r \cdot \sin \varphi_1)] \cdot \sin \varphi_v] \cdot \cos \varphi_{s1} \cdot \sin \beta + (\varphi_{s2} + r \cdot \cos \varphi_1) \cdot \cos \beta, \\
 y &= [R_d + R_f + [-R_f + (r - r \cdot \sin \varphi_1) \cdot \cos \varphi_v + \\
 &+ (r - r \cdot \sin \varphi_1) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \sin \varphi_v] \cdot \cos \varphi_{s1} - \\
 &- [(r - r \cdot \sin \varphi_1) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \cos \varphi_v - (-R_f - (r - r \cdot \sin \varphi_1)] \cdot \sin \varphi_v] \cdot \sin \varphi_{s1}, \\
 z &= [(R_d + R_f + [-R_f + (r - r \cdot \sin \varphi_1)] \cdot \cos \varphi_v + \\
 &+ (r - r \cdot \sin \varphi_1) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \sin \varphi_v] \cdot \sin \varphi_{s1} + [(r - r \cdot \sin \varphi_1) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \cos \varphi_v - \\
 &- [-R_f - (r - r \cdot \sin \varphi_1)] \cdot \sin \varphi_v] \cdot \cos \varphi_{s1} \cdot \cos \beta + (\varphi_{s2} + r \cdot \cos \varphi_1) \cdot \sin \beta.
 \end{aligned}$$

2. Торцовая фреза для обработки плоской поверхности (рис. 3):

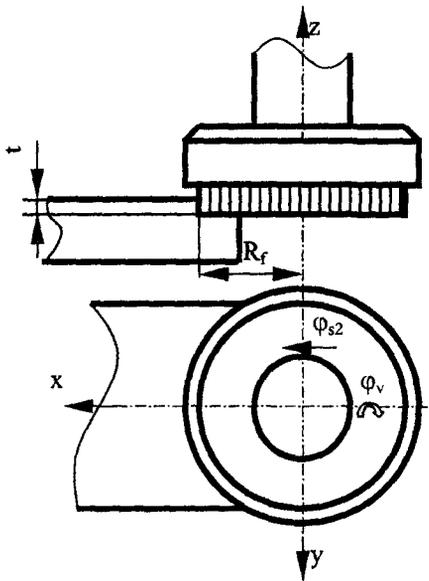


Рис. 3. – Обработка плоской поверхности торцовой иглофрезой

$$\begin{aligned}
 x &= [R_f + (r \cdot \cos \varphi_1)] \cdot \cos(\varphi_v - \Delta \varphi_v) + \varphi_{s2} \\
 y &= R_f \cdot \sin(\varphi_v - \Delta \varphi_v) - [(r - r \cdot \sin \varphi_1) \cdot \cos \psi_1] \cdot \cos(\varphi_v - \Delta \varphi_v) \\
 z &= r - (r \cdot \sin \varphi_1) \cdot \sin(\psi_1)
 \end{aligned}$$

3. Дисковая фреза для обработки плоской поверхности (рис. 4):

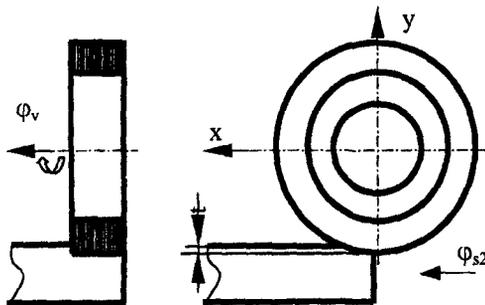


Рис. 4. – Обработка плоской поверхности дисковой иглофрезой

Во всех трёх моделях:

φ_v – параметр главного движения;

φ_{s1} – параметр круговой подачи;

φ_{s2} – параметр подачи;

n_f – частота вращения иглофрезы;

R_f – расстояние оси i -го режущего элемента от оси вращения иглофрезы;

r – радиус режущего элемента;

R_d – радиус детали;

φ_1 – угол, определяющий положение исследуемой точки режущего элемента;

$\Delta \varphi_v$ – угол смещения режущего элемента за счёт деформации;

ψ_1 – угловое перемещение режущего инструмента за счёт деформации (угол поворота сечения);

Δy – расстояние между иглами.

На рис. 5 представлены траекторные кривые движения для вершины режущего лезвия инструмента относительно детали.

Для вычисления толщины срезаемого слоя необходимо получить уравнение плоскости касательной к поверхности резания в рассматриваемой точке N . Эта плоскость определяется тремя векторами [2]:

– вектором касательным к режущей кромке в рассматриваемой точке N :

$$\vec{n} = \left\{ \frac{\partial x}{\partial \varphi_1}, \frac{\partial y}{\partial \varphi_1}, \frac{\partial z}{\partial \varphi_1} \right\}$$

– суммарным вектором скорости перемещения,

$$\vec{V}_{VS} = \{(V_{XS} + V_{XV}); (V_{YS} + V_{YV}); (V_{ZS} + V_{ZV})\},$$

– вектором

$$\vec{Z} = \{X - X_N; Y - Y_N; Z - Z_N\},$$

Абсолютные величины векторов скорости перемещения в направлении движения резания и подачи известны и высчитываются по методике предложенной в источнике [2].

Вектор скорости перемещения в направлении движения резания:

$$\vec{V}_V = \left\{ \frac{\partial x}{\partial \varphi_v} \frac{d\varphi_v}{d\tau} V_x; \frac{\partial y}{\partial \varphi_v} \frac{d\varphi_v}{d\tau} V_y; \frac{\partial z}{\partial \varphi_v} \frac{d\varphi_v}{d\tau} V_z \right\}.$$

Вектор скорости перемещения в направлении движения подачи:

$$\vec{V}_S = \left\{ \frac{\partial x}{\partial \varphi_{S1}} \frac{d\varphi_{S1}}{d\tau} V_x; \frac{\partial y}{\partial \varphi_{S1}} \frac{d\varphi_{S1}}{d\tau} V_y; \frac{\partial z}{\partial \varphi_{S1}} \frac{d\varphi_{S1}}{d\tau} V_z \right\}$$

$$\Delta\alpha = \arctg \frac{|\vec{V}_S|}{|\vec{V}_V|}$$

Абсолютные величины векторов скорости перемещения в направлении движения резания и подачи:

$$|\vec{V}_V| = \sqrt{\left(\frac{\partial x}{\partial \varphi_Y} \frac{d\varphi_Y}{d\tau} V_x \right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial \varphi_Y} \frac{d\varphi_Y}{d\tau} V_y \right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial \varphi_Y} \frac{d\varphi_Y}{d\tau} V_z \right)^2}$$

$$|\vec{V}_S| = \sqrt{\left(\frac{\partial x}{\partial \varphi_S} \frac{d\varphi_S}{d\tau} V_x \right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial \varphi_S} \frac{d\varphi_S}{d\tau} V_y \right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial \varphi_S} \frac{d\varphi_S}{d\tau} V_z \right)^2}$$

Вектор \vec{a} , в направлении которого измеряется толщина срезаемого слоя, должен быть перпендикулярен к плоскости касательной к поверхности резания в рассматриваемой точке N :

Спроектировав на направление вектора \vec{a} вектор подачи \vec{V}_S , получим толщину срезаемого слоя:

$$a = \frac{a_x V_{XS} + a_y V_{YS} + a_z V_{ZS}}{\sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}}$$

Кинематическое изменение заднего угла в направлении наибольшего перемещения по подаче можно определить по формуле:

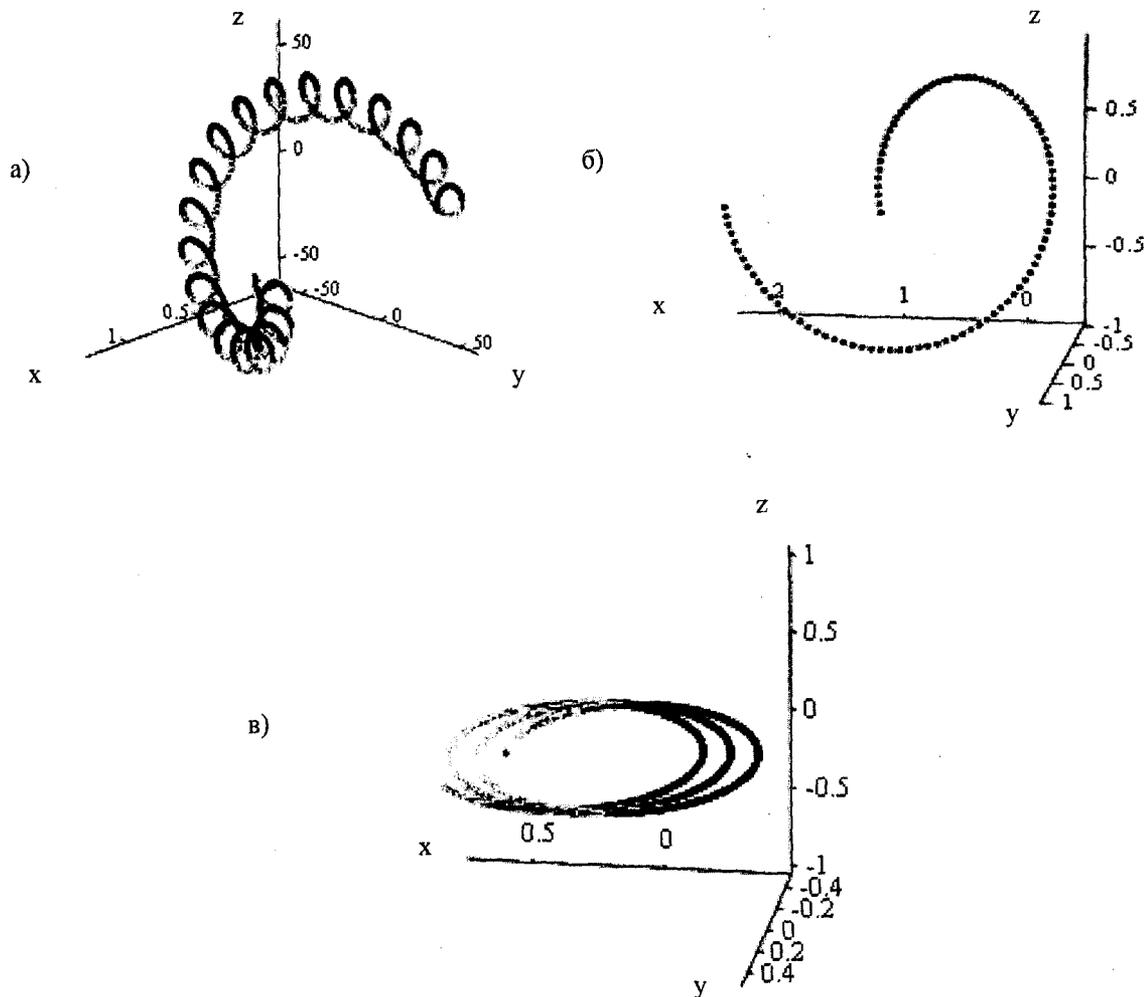


Рис. 5. – Траекторные кривые движения для вершины режущего лезвия инструмента относительно детали:

- а – дисковая иглофреза для обработки цилиндрической поверхности;
- б – дисковая иглофреза для обработки плоской поверхности;
- в – торцовая иглофреза для обработки плоской поверхности

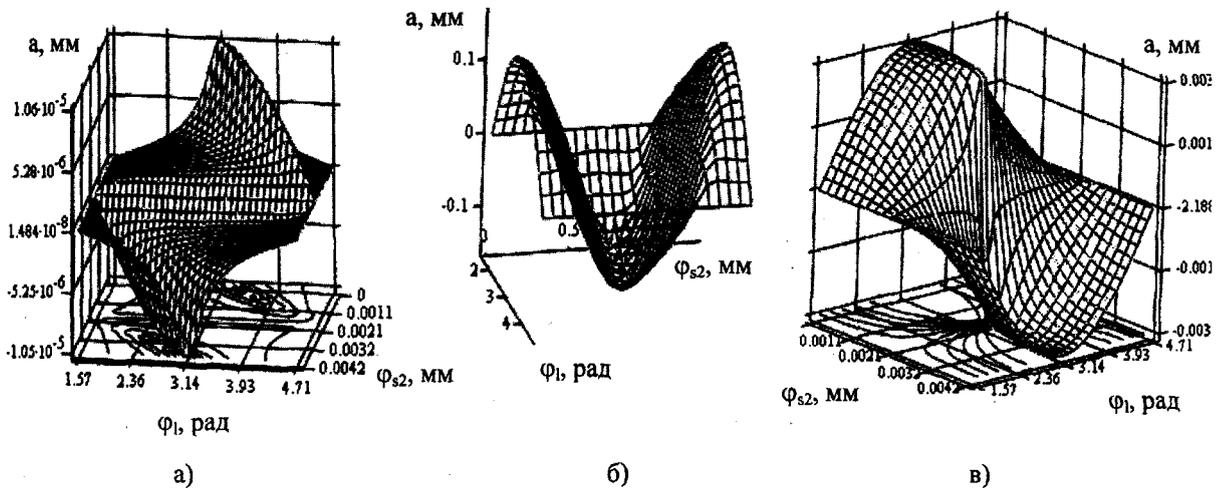


Рис. 6. – Распределение толщины срезаемого слоя $a(\varphi_{s2}, \varphi_1)$ по длине режущей кромки в процессе обработки плоских и цилиндрических поверхностей иглофрезами:

а – торцовая фреза для обработки плоской поверхности

$S = 2,7$ мм/об, $n_f = 320$ об/мин, $R_f = 125$ мм, $\Psi = 11^\circ$, $\Delta\varphi_v = 0$, $r = 1$ мм, $z = 785$ мкл;

б – дисковая фреза для обработки плоской поверхности

$S = 125$ мм/мин, $n_f = 100$ об/мин, $R_f = 50$ мм, $\Psi = 11^\circ$, $\Delta\varphi_v = 0$, $r = 0,2$ мм, $z = 785$ мкл;

в – дисковая фреза для обработки цилиндрической поверхности

$S = 2,7$ об/мин, $n_f = 320$ об/мин, $R_f = 125$ мм, $r = 0,5$ мм, $n_d = 2$ об/мин, $\Psi = 11^\circ$, $z = 785$ мкл, $\beta = 45^\circ$

Кинематическое изменение переднего угла γ определяется по формуле:

$$\Delta\gamma = \arctg \frac{a}{\sqrt{V_v}}$$

Характер распределения толщины срезаемого слоя $a(\varphi_{s2}, \varphi_1)$ по длине режущей кромки в процессе обработки плоских и цилиндрических поверхностей иглофрезами приведен на рис. 6.

Сопоставив характер распределения толщины срезаемого слоя по длине режущей кромки в процессе обработки для различных иглофрез обработки плоских и цилиндрических поверхностей, можно сказать, что с увеличением подачи толщина срезаемого слоя увеличивается, а также она зависит от угла наклона режущей кромки иголки, от жёсткости и материала иголки. Размеры инструмента также сильно влияет на толщину срезаемого слоя. Самая большая толщина срезаемого слоя и следовательно нагруженность режущих элементов характерна для дисковых фрез при обработки плоских поверхностей.

Силы резания прямопропорциональны толщине срезаемого слоя.

Рабочий участок режущей кромки, а соответственно и диапазон изменения толщины срезаемого слоя и удельных сил резания определяется величиной глубины резания. Малые значения толщин срезаемых слоёв дают основание предположить, что не все иголки будут участвовать в процессе резания, некоторая часть будет проскальзывать, некоторая вызывать наклёп, а остальные резать, в зави-

симости от плотности набивки ворса. Толщина срезаемых слоёв металла больше или равна радиусу округления режущей кромки. Для обеспечения требуемого качества обрабатываемой поверхности представляют интерес силы, возникающие в контакте каждой проволоочки и изделия. Рабочие элементы щётки являются самозатачивающимися, в зоне наибольшего натяга, где контактные силы максимальны, а отрицательные передние углы составляют $(19 - 27^\circ)$, может происходить царапание обрабатываемого материала (оттеснением или срезаем тончайшей стружки).

В результате был выявлен характер распределения толщины срезаемого слоя по длине режущей кромки в процессе обработки иглофрезами, а также особенности кинематики процесса и конфигурации режущих лезвий инструмента.

Трёхмерные отображения схемы резания позволяют описать положение любой точки режущей кромки любого режущего элемента, установить изменение этого положения в процессе обработки и изменение кинематических параметров режущих лезвий режущих элементов.

Литература:

1. Абугов А.Л. Иглофрезерование цилиндрических и плоских заготовок // Станки и инструмент. – 1991. – №6 – С.32–33.

2. Петрухин С.С. Вариант определения рабочих углов инструмента и параметров срезаемого слоя с помощью ЭВМ// Резание и инструмент/ С.С. Петрухин, А.С. Тарпанов – 1982. – Вып. 27. – с. 7–10.

ТЕХНОЛОГИЯ УПРОЧНЯЮЩЕЙ ОБРАБОТКИ

УДК 621.787.6.004

Канд. техн. наук, проф. В. В. Плешаков
(Московский государственный технологический университет «Станкин»)
Россия, г. Москва

**УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПРОГРАММНЫМ
ПОВЕРХНОСТНЫМ ПЛАСТИЧЕСКИМ
ДЕФОРМИРОВАНИЕМ**

In the paper models of determination for correlation of technological factors for part working, operational factors with quality characteristics of the plane layer after plane plastic deformation are shown.

Анализ отказов и неисправностей деталей и узлов авиационной техники, изделий оборонной техники позволили выявить группы деталей, отказы и неисправности которых приводят к авариям и катастрофам, значительной потере материальных средств, обороноспособности и гибели людей. Они связаны в первую очередь с разрушением и износом деталей из высокопрочных сталей широко применяемых в тяжелонагруженных силовых конструкциях современных летательных аппаратов и транспортных машин. Повышение надежности таких деталей дает возможность не только снизить вероятность их разрушения, повысить безопасность эксплуатации, но и повысить материалоемкость конструкций машин, создавать новые виды изделий авиационной и космической техники.

Одним из наиболее эффективных путей повышения безотказности и долговечности деталей из высокопрочных сталей являются упрочняющие методы обработки, используемые при изготовлении деталей и ремонте. К таким методам относятся в первую очередь методы поверхностного пластического деформирования (ППД) и покрытия. Практически все детали из высокопрочных сталей подвергаются обработке ППД. На сегодняшний день задача повышения эффективности упрочняющих методов обработки таких деталей стоит еще более остро, чем раньше.

Развитие современной техники и системы их технической эксплуатации поставило перед промышленностью и наукой новые задачи. Это, во-первых, задачи оптимального упрочнения деталей в процессе их ремонта уже подвергнутых упрочнению (или не подвергнутых) при изготовлении. Накопление усталостных повреждений в поверхностном слое циклически упрочняемых деталей из высокопрочных сталей создает предпосылки для создания новых технологий повторного и многократного их упрочнения. Во-вторых, необходимость повышения эффективности методов ППД приводит

к созданию новых технологических способов их реализации. Такие способы реализуют процесс многократного, изменяющегося воздействия на обрабатываемую поверхность рабочих тел для целенаправленного формирования свойств поверхностного слоя и повышения эксплуатационных свойств деталей. В третьих – задачи создания новых технологических способов упрочнения поверхностей деталей покрытиями и ППД в процессе их изготовления и ремонта, для восстановления их геометрической точности, повышения усталостной прочности, износостойкости и коррозионной стойкости. И, наконец, создание методов и аппаратов технологического контроля свойств поверхностного слоя деталей в процессе изготовления, эксплуатации и ремонта для определения уровня последующего упрочняющего воздействия. Совокупность указанных задач определило новое научное направление в области технологии машиностроения.

Схема взаимосвязи технологических факторов обработки деталей, эксплуатационных факторов с характеристиками качества поверхностного слоя и их эксплуатационными свойствами предполагает наличие обратных связей. Они определяют необходимость многократного технологического воздействия на рабочую поверхность детали в процессе их технической эксплуатации для обеспечения наибольшей их надежности. Обратные связи первого порядка обеспечивают формирование требуемых свойств поверхностного слоя в процессе текущей обработки детали. Связи второго порядка обеспечивают формирование оптимальных свойств деталей уже отработавших часть своего ресурса и имеющих определенный уровень усталостных повреждений в поверхностном слое. Количество обратных связей умножает количество технологических факторов определяющих эффективность обработки, что делает процесс программного ППД чрезвычайно сложным и многофакторным.

Схема эта несколько меняется при обработке и эксплуатации деталей по техническому состоянию. Она предполагает использование современных средств неразрушающего контроля свойств поверхностного слоя деталей для коррекции режимов обработки в зависимости от предыстории технологического воздействия и уровня накопления усталостных повреждений.

Произведена классификация возможных способов реализации программной обработки деталей статическими и ударными методами ППД. В зависимости от реализации процесса деформирования поверхности они разделяются на последовательные, одновременные и комбинированные.

Статические методы:

1. Последовательный характеризуется обработкой поверхности детали за один или несколько рабочих ходов одновременно несколькими инструментами. Инструменты располагаются в плоскости параллельной или перпендикулярной оси детали.

2. Одновременный. Пластическое деформирование поверхности осуществляется несколькими инструментами, контактные зоны которых достаточно близки. Или же обработка производится одним инструментом с рабочей поверхностью сложной формы. В том числе инструментом, позволяющим в процессе ППД удалять часть упрочненного слоя.

3. Комбинированный предполагает комбинацию рассмотренных методов.

Ударные методы:

1. Последовательный характеризуется порционным воздействием на поверхность рабочих тел, параметры которых и режимы воздействия в каждой последовательной порции определяются программой обработки.

2. Одновременный. Пластическое деформирование осуществляется рабочими телами, имеющими различные параметры рабочей части. Например, динамическая обработка шариками, имеющими разный диаметр, обработка крошкой, галькой.

3. Комбинированный. Предполагает комбинацию первых двух методов, непрерывное изменение режимов в процессе обработки.

Эффективность упрочнения ПППД определяется свойствами поверхностного слоя деталей – элюорой распределения остаточных напряжений, его прочностными свойствами, микрогеометрией поверхности.

Для выявления закономерностей процесса повторного воздействия рабочего инструмента на поверхность во время обработки (обратная связь первого порядка) разработаны математические модели процесса формирования качества поверхностного слоя.

Распределение остаточных напряжений в поверхностном слое в основном определяется процессами упругопластической деформации и тепловыми процессами. На основании анализа указанных процессов была предложена модели формирования остаточных напряжений в поверхностном слое деталей при повторном воздействии инструмента на обрабатываемую поверхность. Они позволяют оценить распределение остаточных напряжений и механических свойств материала в поверхностном слое деталей при обработке их статическими и динамическими методами ПППД. Параметры шероховатости поверхности при ПППД статическими методами оценивались на основе общих кинематических уравнений формообразования.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили эффективность разработанных моделей для оценки эффективности отделочной и упрочняющей обработки алмазным выглаживанием, обкатыванием роликами и обработке деталей дробью различными методами.

Упрочнение деталей в процессе технической эксплуатации изделий позволяет значительно повысить их ресурс. Однако до сих пор не решена проблема повторного упрочнения деталей, отработавших часть своего ресурса (обратная связь второго порядка).

Для решения технологической проблемы повторного упрочнения произведена оценка уровня накопления усталостных повреждений в поверхностном слое деталей. Для этой цели разработан магнитошумовой метод оценки качества поверхностного слоя.

Предложены оригинальные схмотехнические решения, разработаны и внедрены в производство.

Выявлены закономерности накопления усталостных повреждений в поверхностном слое в процессе эксплуатационного нагружения деталей, что позволило создать феноменологические модели оценки эффективности повторного упрочнения и разработать технологические рекомендации по эксплуатации их по техническому состоянию.

На основе проведенных усталостных испытаний установлено, что наибольшая эффективность повышения ресурса деталей из высокопрочных, циклически упрочняемых сталей достигается при высоком уровне эксплуатационных напряжений и относительной предварительной наработке до 0,5 – 0,9. Степень циклического упрочнения достигает 40 – 45%. При многократном упрочнении в процессе технической эксплуатации ресурс деталей может быть увеличен в 2,4 – 2,7 раз.

Выявлены закономерности изменения усталостной прочности деталей, отработавших часть своего ресурса, в зависимости от технологических факторов обработки деталей роликами, выглаживания, пневмодинамической и дробеметной обработки.

Разработаны методики выбора оптимальных режимов ПППД в зависимости от условий эксплуа-

струйная обработка, виброударная обработка, центробежное обкатывание и т.д.). С увеличением массы ударных элементов растет энергия ударов. Так при чеканке ударным устройством, генерирующим энергию ударов от 30 Дж, масса бойка должна быть не менее 1 кг и длина не менее 0,07 – 0,12 м, что требует использования волновой теории удара в расчетах элементов ударной системы. Еще более актуальна постановка задачи для расчета ударной системы применительно к статико-импульсной обработке (СИО).

В одномерной постановке модель продольного удара идеально упругих стержневых систем при условии, что соударяемые сечения идеально плоские, была разработана Сен-Венаном и успешно использовалась для создания ударных систем в горной промышленности [5, 6]. Для описания процессов ППД волновая теория не привлекалась. Удар рассматривается в виде распространяющихся по соударяемым телам плоских акустических волн, имеющих период, амплитуду и продолжительность. Период такой волны является ударным импульсом, форма которого представляет изменение амплитуды по времени. Форма импульса, в свою очередь, определяет долю энергии удара, затрачиваемую на процесс внедрения инструмента в обрабатываемую поверхность и, соответственно, на результаты упрочнения [7]. Волновыми процессами и формой импульса при динамическом нагружении можно управлять изменением геометрических параметров и материалов элементов ударной системы.

Из теории удара [1, 4 – 6] известно, что подвод энергии ударного импульса в зону деформации через промежуточное звено (волновод) может резко повысить эффективность динамического нагружения за счет рационального использования энергии волновых процессов и увеличения коэффициента полезного действия.

Каждый из элементов такой ударной системы может по разному влиять на форму ударного импульса. В результате анализа нагружения очага деформации (ОД) ударной системой, состоящей из бойка и волновода установлено, что генерируемый ударный импульс состоит из головной и хвостовой частей. Последняя формируется за счет энергии отраженных волн деформации. Головная и хвостовая часть ударного импульса различны в зависимости от формы бойка: конической, ступенчатой или гладкой цилиндрической. Формирование хвостовой части импульса возможно, если волновод находится в жестком контакте с упрочняемой поверхностью, а боек после удара удерживается в контакте с волноводом в течение времени, многократно превышающем период ударного импульса.

Из вышеизложенного следует, что увеличение доли энергии удара, расходуемой на упругопластическую деформацию, возможно за счет использования энергии волн деформации в ударной системе. Удар бойком необходимо производить по предварительно статически поджатым к упрочняемой поверхности волноводу и инструменту. Следовательно, возможность нагружения упрочняемой поверхности управляемым импульсным воздействием появляется только при упрочнении статико-импульсной обработкой (СИО) [8, 9].

Рассмотрим распространение волн деформации в ударной системе в общем виде, при различных соотношениях длин и площадей поперечных сечений бойка и волновода. Движение сечений бойка и волновода под действием формирующейся при ударе волны деформации (согласно волновой модели удара Сен-Венана), описывается одномерным волновым уравнением вида:

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} - \frac{1}{a_2^2} \cdot \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} = 0, \quad (1)$$

где x – смещение сечения, м;

t – время, с;

a_2 – скорость распространения волны деформации в волновод, м/с;

z – координата сечения.

Введем следующие обозначения:

P_{ii} – амплитуда i – той ступени импульса, подходящего к обрабатываемому металлу, Н;

P_{ki} – сила в контактном сечении инструмента с металлом, Н;

x_{ki} – внедрение инструмента в упрочняемый металл, м;

k – коэффициент, характеризующий сопротивление обрабатываемого материала внедрению инструмента, Н/м;

a_1, a_2 – скорость распространения ударной волны, м/с;

ρ_1, ρ_2 – плотность материала, кг/м³;

E_1, E_2 – модуль упругости материала, МПа;

F_1, F_2 – площадь поперечного сечения, м²;

L_1, L_2 – длина, м (бойка и волновода соответственно).

Сделаем ряд допущений. Размеры инструмента малы по сравнению с длиной волны деформации, подходящей к упрочняемой поверхности, и не вносят существенных изменений в параметры этой волны при прохождении ее по инструменту. Боек и волновод, включая инструмент, – однородные стержни постоянного по длине сечения. По волноводу длиной L_2 и площадью поперечного сечения F_2 в направлении обрабатываемой поверхности движется ступенчатый ударный импульс, частью

которого является элементарный прямоугольный импульс продолжительностью T с амплитудой силы P_{ui} . Характеристика «сила-внедрение» имеет линейный характер [2].

Зависимости для перемещения плоскости контакта в результате внедрения инструмента в упрочняемую поверхность и контактной силы согласно [5] будут иметь вид:

$$x_{ki} = \frac{2P_{ui}}{k} (1 - e^{-ba_1 t}) - \frac{P_{ki-l}}{k} e^{-ba_2 t}, \quad (2)$$

$$P_{ki} = -2P_{ui} (1 - e^{-ba_1 t}) + P_{ki-l} e^{-ba_2 t}. \quad (3)$$

Рассмотрим этапы взаимодействия инструмента с упрочняемой поверхностью.

При ударе в бойке и волноводе возникают противоположно направленные волны деформации с амплитудами P_u и длительностью $T = 2L_1/a_1$ (рис. 1). Дойдя до обрабатываемой поверхности, ударный импульс распределяется на проходящий P_k и отраженный P_o . Проходящий импульс формирует динамическую силу деформирования. Отраженный ударный импульс, дойдя до торца волновода, контактирующего с бойком, распределяется между ними: одна часть его уходит в боек, а другая часть, отразившись и изменив при этом знак, вновь воздействует на обрабатываемую поверхность. Исходный импульс, сформированный в бойке в момент удара по волноводу, отражаясь от свободного торца бойка без искажений, но с противоположным знаком, также доходит до волновода, одна его часть отражается в боек, а другая переходит в волновод и воздействует на обрабатываемую поверхность. Волны деформации, отраженные от противоположных торцов бойка (волновода), имеют разные знаки. При распространении ударных волн по бойку или волноводу действует принцип суперпозиции.

Предположим, что к зоне деформации через инструмент подходит ударный импульс сложной формы, имеющий несколько максимумов амплитуды. Всегда можно заменить сложный импульс ступенчатым, имеющим прямоугольные ступени сколь угодно малой длительности.

Под действием первых ступеней импульса инструмент внедряется в упругопластически деформируемый материал. Через некоторый промежуток времени в импульсе, подходящем к пятну контакта, происходит спад амплитуды. Когда величины контактной силы становится недостаточно для преодоления сопротивления материала, внедрение прекращается, инструмент останавливается.

При снятии нагрузки контактное сечение инструмента и заготовки с небольшим допущением

можно считать неподвижным, так как известно, что величина упругой деформации при ППД не превышает 3 – 8 % от пластической.

Если в дальнейшем амплитуда сил последующих ступеней импульса, подходящего к пятну контакта, превысит силу сопротивления упрочненного материала пластической деформации, инструмент и заготовка вновь будут сближаться. В противном случае единичные прямоугольные импульсы будут отражаться от пятна контакта как от жесткой опоры в ударную систему, не совершая полезной работы.

Параметры волн деформации, сформированных в момент соударения на взаимодействующих границах стержней, не меняются до тех пор, пока прямая волна деформации не достигнет контактного торца волновода, а обратная волна – свободного торца бойка. На границах участков стержней с разными акустическими свойствами ($r \neq 1$), а также в свободном сечении, взаимодействующим с жесткой массой или упругим элементом с коэффициентом сопротивления внедрению k , имеют место преобразования волн деформации.

Величины акустических жесткостей бойка и волновода и их отношение определяются по формулам:

$$r = \frac{C_1}{C_2}; C_{1,2} = \rho_{1,2} a_{1,2} F_{1,2}. \quad (4)$$

При подходе волны к свободной границе возникает обратная волна с деформациями противоположного к прямой волне знака, наложение волн приводит к релаксации деформаций. При жесткой неподвижной границе, деформации в прямой и отраженной волнах одинаковы по знаку и величине, а их наложение приводит к удвоению деформаций.

При различных акустических жесткостях двух участков стержня через границу проходит лишь часть энергии, заключенная в волне деформации. Остальной энергией обладает волна, отраженная от границы. Изменение силы в волне деформации при ее прохождении через границу участков стержня с различной акустической жесткостью может быть охарактеризовано коэффициентами прохождения и отражения.

Выражения для определения коэффициентов отражения R и прохождения Q прямой волны деформации и для определения коэффициентов отражения R^* и прохождения Q^* обратной волны имеют вид:

$$\begin{aligned} R &= \frac{1-r}{1+r}, & Q &= \frac{2}{1+r}, \\ R^* &= \frac{r-1}{1+r}, & Q^* &= \frac{2r}{1+r}. \end{aligned} \quad (5)$$

При использовании стали в качестве материала бойка и волновода $\rho_1 = \rho_2$; $a_1 = a_2$, следовательно, $r = F_1/F_2$, зависит от соотношения площадей поперечных сечений. Практическое значение имеют два случая: $r > 1$ и $r = 1$. В зависимости от соотношения длин бойка и волновода $n = L_1/L_2$, картина волновых состояний звеньев ударной системы также будет меняться. Возможны три варианта формирования динамической составляющей силы деформирования при $r > 1$: $L_1/L_2 < 1$, $L_1/L_2 = 1$ и $L_1/L_2 > 1$.

При $L_1/L_2 < 1$ после удара бойка по волноводу и формирования ударных импульсов с амплитудами P_u и длительностью $T = 2L_1/a_1$ происходят следующие преобразования волновых состояний.

1. Дошедший до обрабатываемой поверхности ударный импульс P_u распределяется на проходящий P_{kl} и отраженный P_{ol} . Проходящий импульс формирует динамическую составляющую силы деформирования.

$$P_u = P_{kl} + P_{ol}, \quad (6)$$

$$P_{kl} = P_u(1 + \psi), P_{ol} = P_u\psi, \\ P_u = Q \frac{C_1 V_0}{2}, \psi = 1 - 2\Delta, \Delta = e^{-ba_1 t}.$$

2. Отраженный ударный импульс P_{ol} , дойдя до торца волновода, контактирующего с бойком, распределяется: одна часть его уходит в боек, а другая часть, отразившись и изменив при этом знак, вновь воздействует на обрабатываемую поверхность:

$$P_{ol} = P_{ol}Q^* + P_{ol}R^* \quad (7)$$

3. Исходный импульс, сформированный в бойке в момент удара по волноводу, отражаясь от свободного торца бойка с противоположным знаком, доходит до волновода, одна его часть вновь отражается в боек, а другая переходит в волновод и распространяется в направлении обрабатываемой поверхности:

$$P_u = P_uQ + P_uR \quad (8)$$

Волны деформации, отраженные от противоположных торцов бойка (волновода), имеют разные знаки. При распространении ударных волн по бойку или волноводу действует принцип суперпозиции.

4. Дойдя до обрабатываемой поверхности ударный импульс P_uQ распределяется на проходящий P_{k2} и отраженный P_{o2} . Проходящий импульс P_{k1} является первой составляющей хвостовой части

ударного импульса в контакте инструмента и обрабатываемой поверхности.

5. Следующая составляющая хвостовой части ударного импульса, образуется из волны деформации с амплитудой $P_{o1}R^*$, которая в контакте с обрабатываемой поверхностью распределяется на P_{k3} и P_{o3} .

Далее аналогично. Время, через которое составляющие хвостовую часть ударные импульсы будут воздействовать на обрабатываемую поверхность:

$$\tau = \frac{L_1}{L_2} T \quad (9)$$

Время τ будет меньше чем период T , поэтому единичные ударные импульсы, образующие хвостовую часть, будут накладываться в контакте с обрабатываемой поверхностью друг на друга. Следовательно, в условиях $L_1/L_2 < 1$ формируется бесконечный ударный импульс, состоящий из головного и отдельных хвостовых единичных импульсов. Импульсы хвостовой части могут накладываться друг на друга видоизменяя форму хвостовой части ударного импульса.

При $L_1/L_2 = 1$ единичные импульсы хвостовой части не накладываются, а следуют друг за другом с временным промежутком между передними фронтами двух соседних единичных импульсов и длительностью активной части каждого из них $-T$.

При соотношении $L_1/L_2 > 1$ (рис. 1, б) этапы распространения волн деформации аналогичны вышеописанному случаю $L_1/L_2 < 1$. Однако, так как волновод короче бойка, на ударную волну, подходящую к контакту, начиная с некоторого момента времени, накладываются ударные волны, отраженные от поверхности и границы между бойком и волноводом. Периодичность воздействия единичных ударных импульсов равна $(n \cdot T)$ при условии, что соотношение $n = L_1/L_2$ - целое число.

При соотношении площадей поперечных сечений бойка и волновода $r = 1$ энергия удара наиболее полно реализуется в контакте с обрабатываемой средой. Распространение ударных волн здесь будет происходить несколько иначе, чем при $r > 1$, так как поверхность контакта бойка и волновода не является границей, разделяющей проходящие через нее волны деформации.

При $L_1/L_2 \leq 1$ хвостовая часть ударных импульсов будет состоять из единичных импульсов, отраженных только от обрабатываемой поверхности с периодом равным T (рис. 2, а).

При $L_1/L_2 > 1$ хвостовая часть ударного импульса будет состоять из накладывающихся друг на друга ударных импульсов с интервалом $(n \cdot T)$ (рис. 2, б).

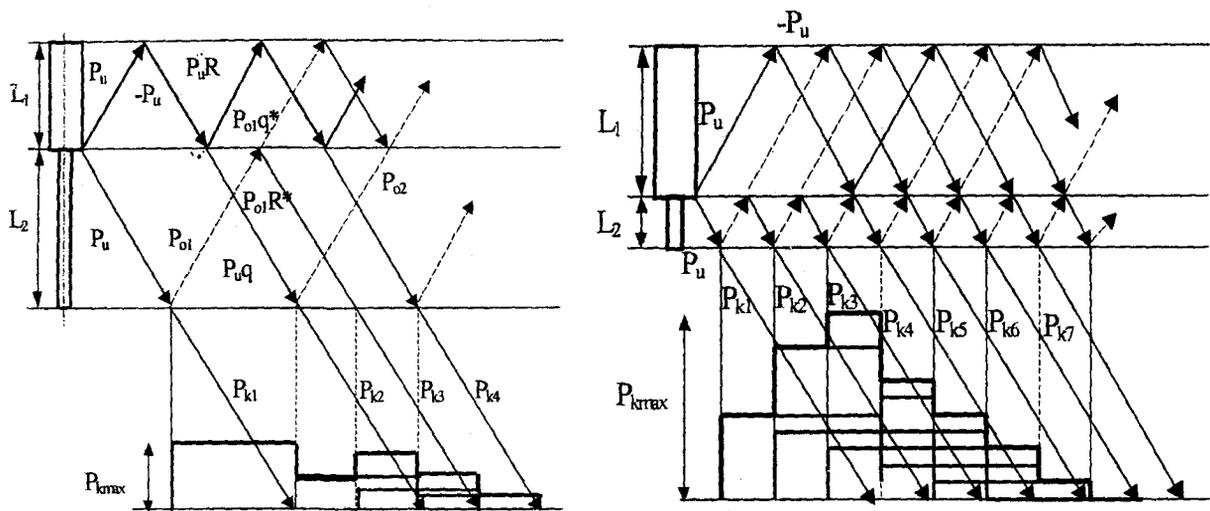


Рис. 1. Схема распространения ударных волн по системе боек-волновод при соотношении площадей поперечных сечений $r > 1$: а - $L_1/L_2 < 1$; б - $L_1/L_2 > 1$

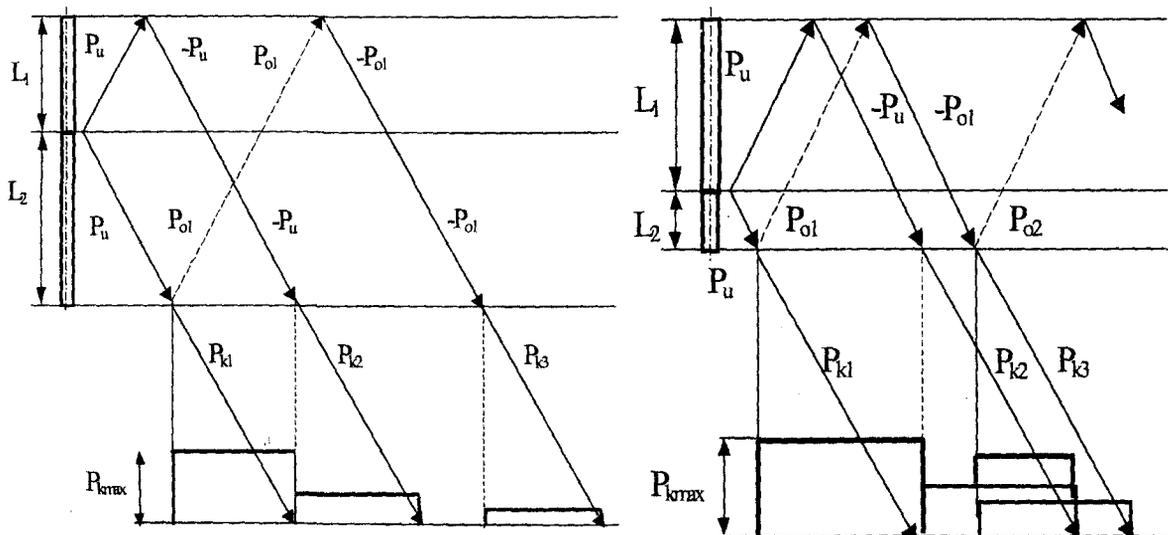


Рис. 2. Схема распространения ударных волн по системе боек-волновод при соотношении площадей поперечных сечений $r = 1$: а - $L_1/L_2 < 1$; б - $L_1/L_2 > 1$

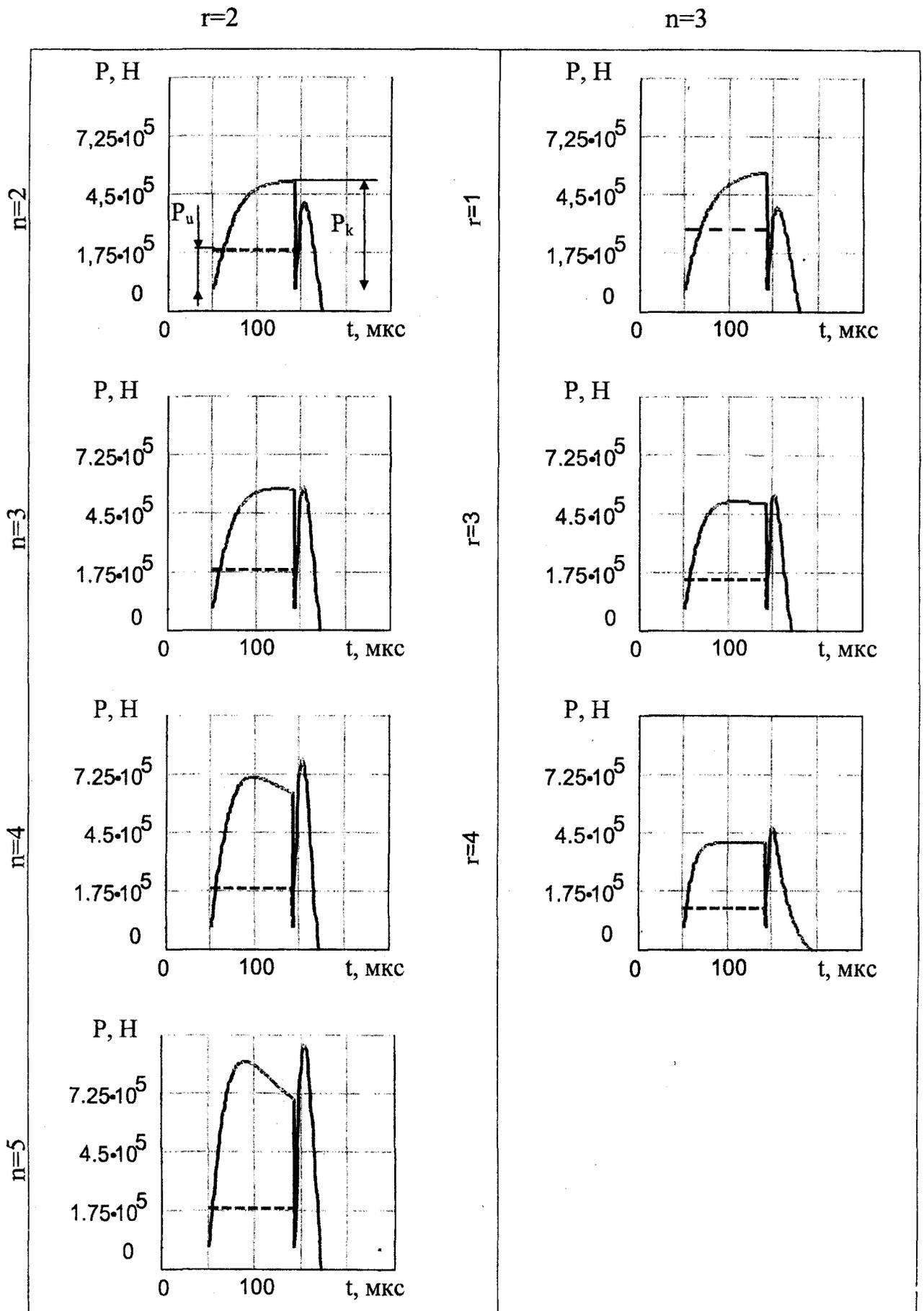


Рис. 3. – Зависимость формы ударного импульса от соотношения геометрических параметров элемента ударной системы

Расчеты по формулам (4)...(10) для $r \geq 1$ и $n > 1$ позволили получить зависимость, для определения величины контактного усилия в любой момент времени:

$$P_{kj} = (1 + \psi) \cdot \left[\sum_{j=l}^{n-j} P_j \cdot \Delta^{r-j} \cdot (\psi \cdot R^*)^j \right] + (1 + \psi)^2 \cdot \Delta \cdot R^* \times \left[\sum_{j=3}^{n-j} P_{j-2} \cdot \Delta^{r-j} \cdot (\psi \cdot R^*)^j \right] \cdot (n-j-1) \cdot (i+1). \quad (10)$$

Расчеты параметров ударных импульсов в контакте по (10) показали удовлетворительную сходимость с экспериментально полученными импульсами при тех же условиях. Экспериментальные данные подтверждают эффект наложения хвостовой части импульса на головную. Результаты расчетов по формуле (10) позволяют определить энергетически выгодный диаметр бойка и волновода: $d \geq 20$ мм.

При постоянном соотношении площадей поперечных сечений бойка и волновода r с увеличением соотношения их длин n , амплитуда (величина контактного усилия) головной части P_k и амплитуда хвостовой части импульса увеличивается, причем хвостовой в большей степени (рис. 3). При постоянном соотношении длин бойка и волновода n и с увеличением r максимальная 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.

Важным элементом зависимости (10) является коэффициент сопротивления внедрению k , характеризующий физико-механические свойства упрочняемого материала и приведенный радиус упрочняемой поверхности и инструмента. В результате анализа исследований упрочнения ППД установлено, что коэффициент $k = (2,4 - 7,5) \cdot 10^8$ Н/м. Для обеспечения максимального значения P_k необходимо выбрать соотношения n и r в зависимости от различных значений k . Расчет по (10) проводился при изменении параметров n и r в диапазоне $r = 1 - 4$; $n = 2 - 5$. При соотношении длин бойка и волновода $n = 4 - 5$ для любых значений коэффициента сопротивления внедрению k целесообразно выбирать соотношение площадей поперечных сечений $r = 2 - 3$. При $n = 2 - 3$ с увеличением коэффициента k , целесообразно выбирать площадь поперечных сечений бойка и волновода ближе к единице.

Следовательно, эффективное для упрочнения ППД динамической энергией соотношение длин и площадей поперечных сечений бойка и волновода может быть определено как $n = 3 - 5$, $r = 1 - 3$.

Выводы:

При нагружении упрочняемой поверхности ударным устройством, генерирующим энергию ударов от 30 Дж, удар необходимо рассматривать с позиции волновой теории. Эффективность ударного воздействия непосредственно зависит от формы импульса, сообщаемого обрабатываемой среде, которая определяет долю энергии ударного воздействия, затраченную на упругопластическую деформацию металла.

Волновыми процессами при динамическом нагружении можно управлять изменением геометрических параметров и материалов элементов ударной системы, включающей боек, промежуточное звено – волновод и инструмент. Предварительное статическое поджатие волновода с инструментом к упрочняемой поверхности позволяет осуществлять нагружение управляемым импульсным воздействием.

Получена зависимость, описывающая форму ударного импульса в контакте инструмента и обрабатываемой поверхности, которая позволяет подбирать геометрические соотношения бойка и волновода для использования энергии хвостовой части ударного импульса при упругопластической деформации. Определено эффективное для упрочнения ППД динамической энергией соотношение длин и площадей поперечных сечений бойка и волновода: $n = 3 - 5$, $r = 1 - 3$.

Литература:

1. Виноградов В.Н. *Изнашивание при ударе*. / В.Н. Виноградов, Г.М. Сорокин, А.Ю. Албагачиев – М.: Машиностроение, 1982. – 192 с.
2. Дрозд М.С. *Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации*. / М.С. Дрозд, М.М. Матлин, Ю.И. Сидякин – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.
3. Олейник Н.В. *Поверхностное динамическое упрочнение деталей машин*. / Н.В. Олейник, В.П. Кычин, А.Л. Луговской – К.: Техника, 1984. – 151 с.
4. Александров Е.В. *Прикладная теория и расчеты ударных систем*. / Е.В. Александров, В.Б. Соколинский – М.: Наука, 1969. – 201 с.
5. Алимов О.Д. *Удар. Распространение волн деформации в ударных системах*. / О.Д. Алимов, В.К. Манжосов, В.Э. Еремьянц – М.: Наука, 1985. – 357 с.

Работа выполнена при поддержке ГРАНТ РФФИ РК ЦЧР-2003 №03-01-96481.

ТЕХНОЛОГИЯ ФИЗИКО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

УДК 621.9

Канд. техн. наук, Г. В. Барсуков,
канд. техн. наук, М. А. Бурнашов
(Орловский государственный технический университет)
Россия, г. Орел, тел. (0862) 419877, e-mail: tmsi@ostu.ru

АВТОМАТИЗАЦИЯ ВЫБОРА РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ТЕКСТИЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ СВЕРХЗВУКОВОЙ СТРУЕЙ ЖИДКОСТИ

In the paper the method of the automatic choice for engineering and textile materials, based on the elaborated theory of layer-by-layer hydro-jet cutting is offered.

Технология с использование энергии сверхзвуковой струи жидкости (ССЖ) - одна из новых режущих технологий, доступных на сегодняшнем рынке, позволяющая достигнуть высокой производительности, гибкости и эффективности. Современное состояние гидрорежущего оборудования позволяет обрабатывать детали в автоматическом режиме, имеет достаточную надежность, конкурируя с другими режущими технологиями.

Технология резания ССЖ идеальна для вырезки материалов, которые являются чувствительными к температуре. После резания не наблюдается упрочнения поверхности реза и прижогов. Применение ССЖ на предприятиях, связанных с резкой опасных материалов типа асбеста и стекловолоконных материалов, позволяет существенно устранить или полностью исключить выделение вредных паров и пыли. Обычно после резания струей не требуется дополнительная механическая обработка. Автоматизация процесса раскроя позволяет экономить отход материала за счет оптимальной раскладки лекал.

На данном этапе развития гидрорезания в машиностроении возникает ряд проблем связанных с выбором режимов резания при раскрое различных пакетов машиностроительных текстильных материалов (МТМ) сверхзвуковой струей жидкости (ССЖ). В частности выбор давления ССЖ (P), плотности ССЖ (ρ), объема ССЖ, необходимого для разрушения слоя материала (V) и прогнозирование температуры в зоне резания (T), определяют качество и точность процесса гидрорезания.

Для более полного понимания процесса резания настилов МТМ ССЖ рассмотрим схему прохождения слоев материала, представленную на рис. 1.

Для решения проблем связанных с выбором режимов резания используют экспериментальные и теоретические методы.

Теоретический метод заключается в использовании базы данных эмпирических испытаний и эмпирических критериев. Однако использование этого метода для резания материалов приводит к созданию давления струи, значительно превышающее оптимальное значение, что является экономически неэффективным и занимает много времени.

Экспериментальный метод, основанный на пробных резах, позволяет определить наиболее эффективные значения режимов резания для любого материала. Для быстрого начала процесса резания используют экспериментальные базы данных режимов резания известных материалов.

Экспериментальные исследования влияния ССЖ на намокание кромки реза МТМ в наиболее неблагоприятной точке контакта с элементом опорного стола показали, что использование в технологическом процессе опорной поверхности для материала из сет-

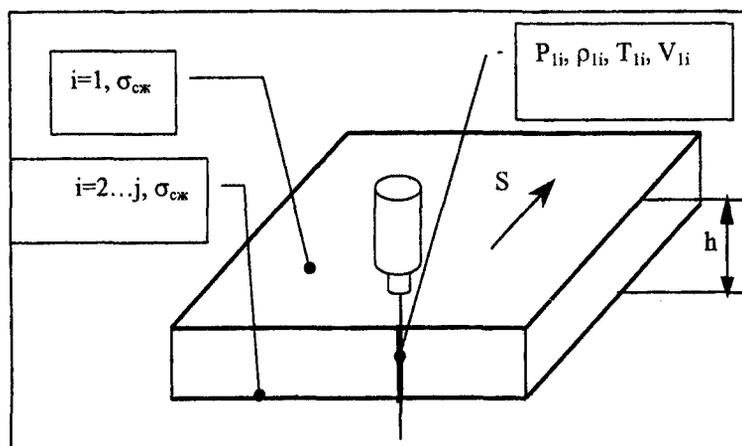


Рис. 1. – Схема послойного прохождения слоев материала ССЖ

ки диаметром 0,5 мм для всех исследуемых тканей пятно намокания кромки реза ниже, чем при использовании сетки с диаметром 2 мм. Увеличение намокания можно объяснить тем, что в процессе раскроя технических тканей на сетчатой поверхности струя жидкости при встрече с нитями сетки отклоняется от вертикали и отражается под некоторым углом. При этом больший диаметр сетки обуславливает больший угол поворота струи [1].

При увеличении давления ССЖ для всех исследуемых материалов отмечается увеличение намокание кромки реза в 1,5 – 2 раза (табл. 1). Возрастание намокания происходит вследствие увеличения скорости движения струи, а, следовательно, увеличивается и масса отраженной жидкости от нити сетчатой опоры в единицу времени.

Следует отметить различный характер формирования уровня намокания с увеличением расстояния от сопла до обрабатываемого материала и диа-

ленных границах. Рассеяние размеров вызывается совокупностью многих причин, как случайного, так и прогнозируемого характера проявляющие свое действие одновременно и независимо друг от друга. К случайным причинам независимых от свойств опорной поверхности относятся: колебание силы давления ССЖ на опорную поверхность, что обусловлено колебанием прочности обрабатываемого материала из-за непостоянства толщины нитей; переменная жесткость пакета МТМ в различных участках (в граничных участках пакета жесткость меньше, чем в середине); колебание давления истечения струи; колебание температурного режима обработки. К прогнозируемым причинам колебания размеров деталей следует отнести жесткость используемой опорной поверхности для материала в направлении нормали к плоскости, влияние которой проявляется в особенности при больших размерах в плане.

1. Влияние режимов резания на качество линии реза МТМ

Параметры качества	Параметры процесса			
	Давление насоса, Р, МПа	Диаметр сопла, d_c , мм	Расстояние от сопла до материала, L, мм	Подача сопла, S, мм/мин
Намокание	•	+	•	•
Погрешность формы	•	•	+	•
Осыпание	•	+	-	+

• основное влияние, + незначительное влияние, - не влияет

метра сопла при давлении струи 250 МПа и 400 МПа. Так, при давлении струи 250 МПа и одновременном увеличении диаметра и расстояния до материала наблюдается рост пятна намокания кромки реза. Такая тенденция объясняется гидродинамическими параметрами струи, так как с увеличением диаметра сопла увеличивается периметр контакта потока жидкости с материалом. Кроме этого, рост расстояния до материала приводит к увеличению обмена массами между струей и окружающей средой и, как следствие, к расширению струи. В то же время снижение уровня намокания при давлении струи 400 МПа является следствием снижения разбрызгивания рабочей жидкости при обтекании нитей сетчатой опоры. Причиной падения степени намокания при больших скоростях струи является уменьшение области отрыва потока при обтекании нити сетки, что привело к падению сопротивления сетки. Это явление объясняется тем, что увеличение скорости струи приводит к увеличению турбулентности потока, который отрывается позже, чем ламинарный. Затягивание отрыва потока приводит к уменьшению области отрыва, а, следовательно, и к уменьшению сопротивления сетки обтеканию. По результатам экспериментов получены уравнения регрессии [2].

При раскрое многослойных пакетов МТМ на сетчатой или ножевой поверхности размеры получаемых деталей непрерывно колеблются в опреде-

Для выявления и анализа закономерностей распределения размеров деталей после раскроя ССЖ на сетчатой и ножевой поверхности применялась методика обработки результатов экспериментальных исследований методами математической статистики.

Исследования проводились на настроенном автоматическом раскройном оборудовании с использованием сетчатой опорной поверхности с размерами $2 \times 6 \text{ м}^2$ и $2 \times 8 \text{ м}^2$ при постоянной степени натяжения нитей и ножевой опоры в виде сотовой конструкции с размерами $2 \times 8 \text{ м}^2$. Производился раскрой пакета из листов прорезиненной ткани №237 ТУ 38.305-05-280-90 толщиной в 40 слоев. Обрабатываемый контур детали – круг $\varnothing 100 \pm 0,4 \text{ мм}$. Определение значений отклонения профиля от номинального значения производилось путем замера с применением шаблона круга $\varnothing 100 \text{ мм}$. После обработки результатов экспериментов был сделан вывод о том, что рассеяние (распределение) размеров подчиняется закону нормального распределения (закону Гаусса).

Анализ результатов сравнения точности раскроя пакетов МТМ ССЖ показал, что точность раскроя на сотовой ножевой поверхности выше, чем точность раскроя на сетчатой поверхности, что обусловлено устойчивостью горизонтальной ориентации верхнего и нижнего слоя обрабатываемого материала, связанной с большей жесткостью конст-

рукции опорной плоскости. Величина поля рассеяния размеров деталей при раскрое на ножевой поверхности не выходит за пределы допуска на заданный размер, тогда как при раскрое на сетчатой поверхности существует вероятность получения брака как для верхнего, так и для нижнего слоя. Достижение требуемой точности деталей раскроманных на сетчатой поверхности возможно при небольших конструктивных размерах в плане.

Таким образом, экспериментально изучена зависимость параметров качества поверхности реза от технологических факторов, как чистой сверхзвуковой струи жидкости, так и с добавлением абразива. Определена возможность управления макро- и микрогеометрией поверхности реза путем варьирования различными параметрами процесса, практически при резании любого материала.

Однако резание новых материалов связано с проведением множества пробных резов и вычислений, что так же экономически неэффективно, так как требуется использование многочисленных образцов и дополнительного оборудования, а сами испытания дорогостоящие и занимают много времени на анализ качества резания и корректировки режимов резания.

Предлагаемый метод автоматического выбора режимов резания основан на разработанной теории послыюного резания пакетов материалов ССЖ.

При моделировании процесса резания и определения параметров режимов обработки, настил материала рассматривался как преграда для падающей вертикально вниз ССЖ.

Модель построена на положении, что при набегании ССЖ на преграду возникает ударная волна, состояние которой определяется тремя законами непрерывности: потока вещества (жидкости), импульса и энергии и уравнение состояние жидкости, которое характеризует закон Вант – дер – Вальса при прохождении слоев материала [3]:

$$\left. \begin{aligned} & \rho_{1i} \cdot v_{1i} = \rho_{2i} \cdot v_{2i} \\ & P_{1i} + \rho_{1i} \cdot v_{1i}^2 - \left(\frac{4}{3} \eta + \xi \right) \frac{dv_{1i}}{dx} = \\ & = P_{2i} + \rho_{2i} \cdot v_{2i}^2 - \left(\frac{4}{3} \eta + \xi \right) \frac{dv_{2i}}{dx} + \sigma \\ & \frac{v_{1i}^2}{2} + \epsilon_{1i} + \frac{P_{1i}}{\rho_{1i}} - \left(\frac{4}{3} \eta + \xi \right) v_{1i} \frac{dv_{1i}^2}{dx} - \chi \frac{dT_{1i}}{dx} = \\ & = \frac{v_{2i}^2}{2} + \epsilon_{2i} + \frac{P_{2i}}{\rho_{2i}} - \left(\frac{4}{3} \eta + \xi \right) v_{2i} \frac{dv_{2i}^2}{dx} - \chi \frac{dT_{2i}}{dx} \\ & \left(P_{1i} + \frac{a}{V^2} \right) \cdot (V - b) - R \cdot T_{1i} = \\ & = \left(P_{2i} + \sigma + \frac{a}{V^2} \right) \cdot (V - b) - R \cdot T_{2i} \end{aligned} \right\} (1)$$

где индекс 1 – обозначение параметров ССЖ при входе в материал;

индекс 2 – обозначение параметров ССЖ при выходе из материала;

i – номер разрезаемого слоя материала;

ρ – плотность ССЖ;

v – скорость ССЖ;

P – давление ССЖ;

V – объем ССЖ, необходимый для разрушения слоя материала;

σ – предел прочности слоя материала на сжатие;

x – ось, вдоль которой происходит внутреннее трение потока ССЖ;

χ – коэффициент, определяющий теплопроводность;

η – коэффициент, определяющий вязкость 1^{го} рода;

ξ – коэффициент, определяющий вязкость 2^{го} рода;

ϵ – внутренняя энергия единицы массы ССЖ;

a, b – константы.

Решение системы (1), позволяет определить важные технологические параметры при прохождении каждого слоя материала: давление ССЖ, скорость ССЖ и температуру в зоне резания.

Используя результаты теоретических исследований энергетических и теплофизических параметров при раскрое пакетов МТМ ССЖ, авторами разработана и предлагается для практического использования программа «Waterjet 1.0», предназначенная для расчета и оптимизации соответствующих технологических параметров.

Особенность программы заключается в том, что задача определения режимных условий проектируемого технологического процесса резания материала решается без привлечения громоздкого и сложного математического аппарата.

Программа оснащена следующими рабочими модулями (рис. 2): ввод исходных данных, расчет, вывод результатов и построение графиков.

Применение данной программы позволяет так же моделировать тепловые процессы, проходящие в раскраиваемом пакете МТМ. В частности установлено, что температура в зоне резания при гидрораскрое не превышает 900С (рис. 3), что говорит о достоинстве данного способа раскроя, поскольку не возникает термодеструкция текстильных волокон (в отличие от способов резания лазером и вертикальным ножом).

Для проверки адекватности разработанной модели проведена серия экспериментальных исследований [2]. Корреляционный анализ показал хорошую сходимость результатов моделирования с экспериментальными данными.

Глубина проникновения струи в материал за малый интервал времени значительно больше горизонтального перемещения сопловой головки, обусловленного скоростью подачи, поэтому контактную площадку взаимодействия струи с материалом можно условно считать неподвижной в горизонтальной плоскости практически для всех слу-

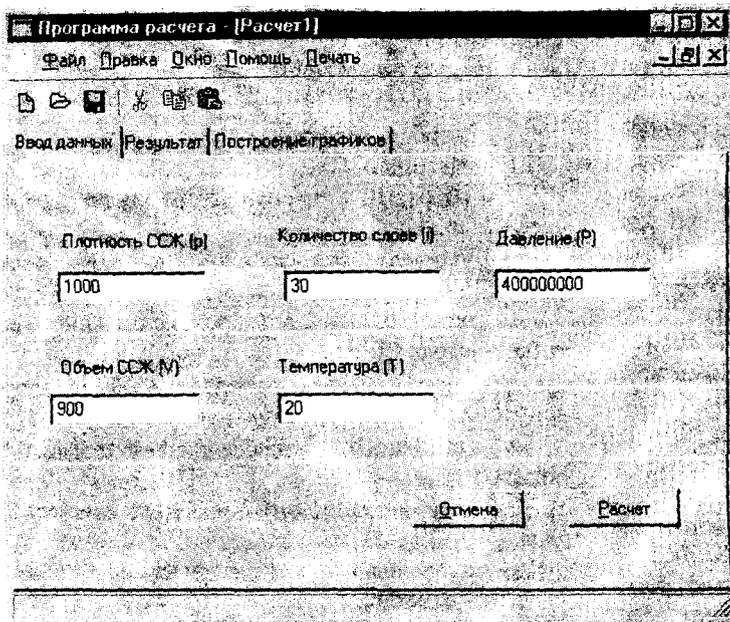


Рис. 2. – Интерфейс программы «Waterjet 1.0»: ввод исходных данных

чаев резания ССЖ. Горизонтальная скорость подачи сопла аппроксимируется последовательностью ступеней, размеры которых соответствуют диаметру сопла, за период времени, требуемый для сквозного раскроя материала. Таким образом, настил раскраивается путем постепенного перемещения фронта разрушения в глубину. В установившемся режиме скорость движения границы разрушения определяется:

$$V_p = \frac{\varepsilon}{q}, \quad (2)$$

где ε – плотность мощности потока жидкости;
 q – количество энергии потока жидкости, необ-

ходимое для разрушения единицы массы материала.

Объемную скорость разрушения материала можно выразить как:

$$\frac{dV}{dt} = S \cdot h \cdot d_p, \quad (3)$$

где S – подача сопла;
 h – высота настила;
 d_p – ширина раскроя.

Отсюда энергозатраты при раскрое настила материала ССЖ:

$$A \approx S \cdot h \cdot d_p \cdot q. \quad (4)$$

Производительность раскроя будет определяться скоростью подачи сопловой головки относительно материала при его полном прорезании. Изменяя давление рабочей жидкости, диаметр и внутренний профиль сопла, т. е. изменяя величину подаваемой энергии на единицу поверхности материала и зная расчетную величину объема удаляемого материала и количество энергии, необходимое на его разрушение, можно в каждом конкретном случае определить время обработки различных материалов, а, следовательно, и производительность.

Работа выполняется в рамках гранта Минобрзаования Российской Федерации PD02-2.10-133.

Литература:

1. Степанов Ю. С., Барсуков Г. В., Кобяков Е. Т. Расчетное обоснование выбора параметров опорной поверхности настила машиностроительных текстильных материалов при раскрое сверхзвуковой струей жидкости // *Справочник. Инженерный журнал*, 2001. - № 7. - С. 21 – 23.
2. Степанов Ю. С., Барсуков Г. В., Черепенько А. П. Экспериментальные исследования основных элементов технологической системы процесса гидрорезания машиностроительных текстильных материалов. – Орел, 2001. – 29 с. - Деп. в ВИНТИ 06.03.01 №583-В01.
3. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика. Гидродинамика. - М.: Наука, 1988. – Т. 7. – 733 с.
4. Степанов Ю.С., Барсуков Г.В., Рыбкин К.В. Исследование технических условий раскроя технических тканей сверхзвуковой струей жидкости / *Сб. науч. тр. Международ. науч.-техн. конф. «Нетрадиционные методы обработки»*. Ч. 1. – Воронеж: ВГУ, 2002. – С. 61 – 66

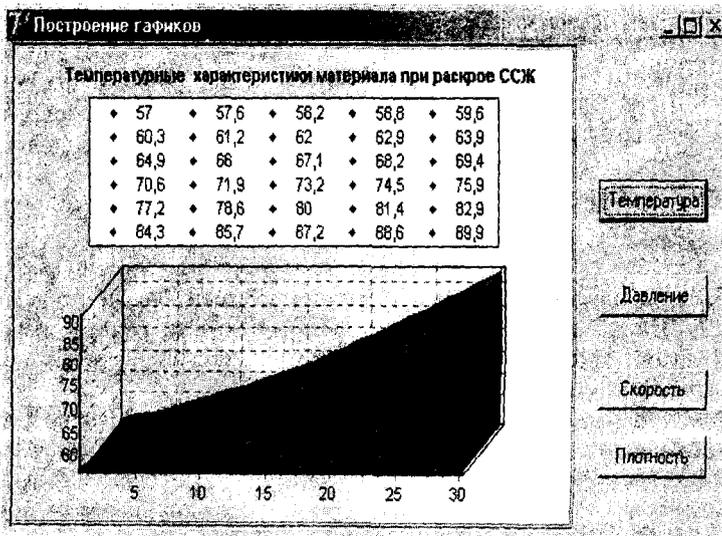


Рис.3. – Интерфейс программы «Waterjet 1.0»: вывод графиков температуры в зоне резания каждого слоя

УДК 621.937.1

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

СПОСОБ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ГЛАДИЛЬНЫХ ПОДУШЕК ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ

In the paper method, installation and technological process for production of working surfaces of ironing pads in equipment for thermo-damp working of ready-made garments are shown.

При изготовлении одежды используется оборудование для влажно - тепловой обработки (ВТО), оснащенное гладильными подушками. Рабочие поверхности подушек контактируют с обрабатываемым полуфабрикатом.

Конструктивно каждая рабочая поверхность представляет плиту, внешняя часть которой является гладильной поверхностью, а внутренняя, совместно с боковыми стенками и ребрами жесткости, образует полость пропаривания. Боковыми стенками опорной части каждая рабочая поверхность подушки устанавливается на корпусе, образуя камеру пропаривания.

Для обеспечения хорошей теплопроводности и коррозионной стойкости рабочие поверхности изготавливаются из алюминиевых сплавов - силуминов путем отливки с последующей механической обработкой, включающих фрезерование гладильных и опорных плоскостей, сверление теплопроводных отверстий, а также сверление и нарезание резьбы крепежных отверстий в опорной части. При этом, как показала практика и результаты исследований, рабочие поверхности верхних и нижних гладильных подушек, изготовленные по вышеупомянутой технологии, под воздействием циклических механических и тепловых нагрузок в процессе эксплуатации изменяют геометрические размеры (изгибаются), что приводит к значительной неэквидистантности гладильных плоскостей. Такой недостаток снижает эксплуатационные свойства подушек и ухудшает качество ВТО.

Одним из наиболее приемлемых широко используемых в швейном машиностроении способов является способ изготовления алюминиевых рабочих поверхностей гладильных подушек литьем в песчано-глинистые формы, с последующей частичной механической обработкой.

Однако этот способ не исключает необратимых деформаций по длине рабочих поверхностей в результате напряжений, вызванных знакопеременными циклическими тепловыми и механическими нагрузками.

В качестве объекта исследований были приняты рабочие поверхности из алюминиевых сплавов В124 и АЛ9.

В результате теоретических исследований получены зависимости деформации и максимального изгиба объекта исследований от числа циклов термомеханического нагружения (рис. 1, 2, 3) [1, 2].

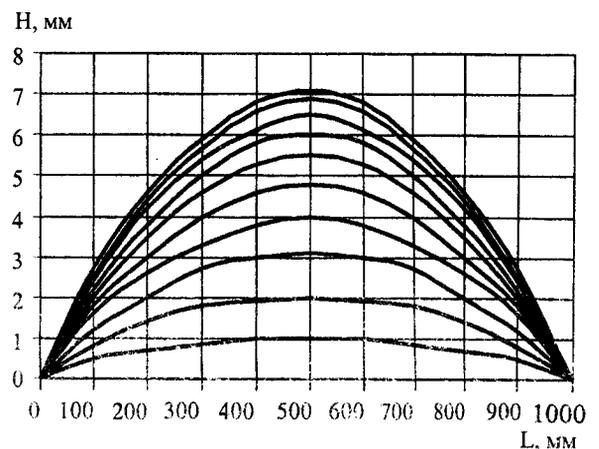


Рис.1. - Зависимость деформации H рабочей поверхности из сплава В124 от длины L и числа циклов 1.....10 – через 10000.....100000 циклов

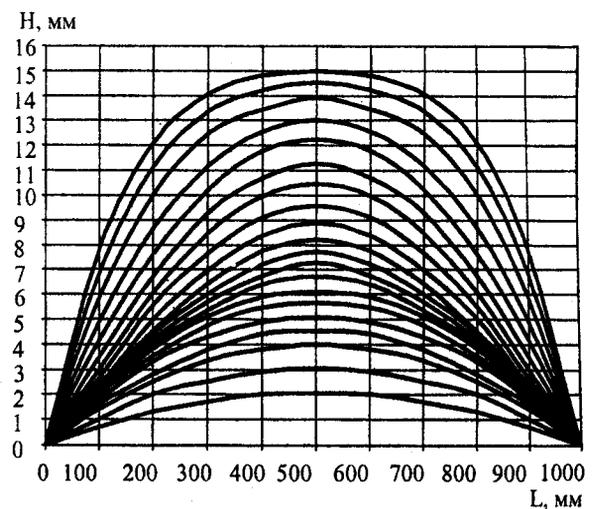


Рис.2. - Зависимость деформации H рабочей поверхности из сплава В124 от длины L и числа циклов 1.....20 – через 10000.....200000 циклов

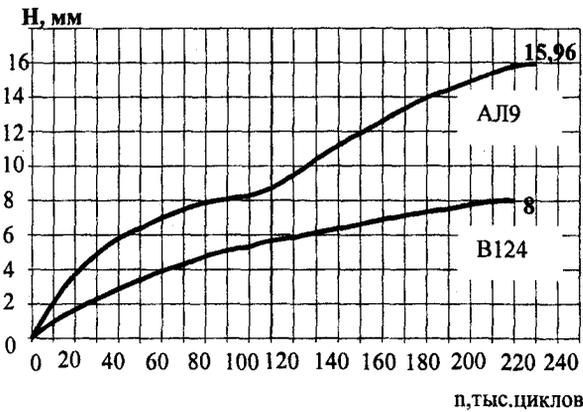


Рис. 3. – Зависимость максимального изгиба *H* рабочей поверхности из сплавов В124 и АЛ9 от числа *n* циклов механического и теплового нагружения

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования позволили разработать новый способ и технологический процесс изготовления рабочих поверхностей гладильных подушек.

Отличительной особенностью способа является то, что каждую рабочую поверхность отливают вогнутой с последующим выпрямлением посредством циклических воздействий теплоты, механического давления и холодного воздуха.

При этом каждый цикл тепломеханического выпрямления включает: нагрев до 473,15 К паром, поступающим со стороны внутренней к внешней части гладильной плиты через перфорацию, обеспечивающую их в течение времени, обеспечивающего выравнивание температуры по толщине; механическое нагружение с выдержкой под нагрузкой и разгрузку; охлаждение вакуумным прососом воздуха из окружающей среды; циклы повторяются до полного выпрямления рабочей поверхности и остановки процесса деформации.

На рис. 4 показаны основные приемы (а, б, в) одного цикла тепломеханического выпрямления рабочей поверхности [3].

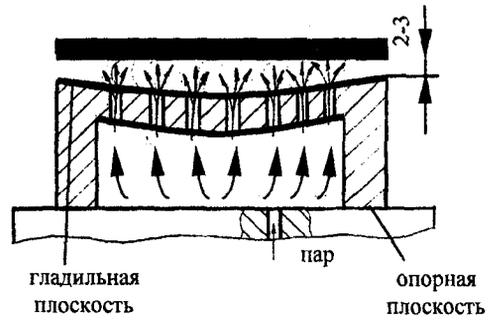
Для осуществления вышеупомянутого способа предложена установка [4] конструктивная схема, которой представлена на рис. 5.

Установка содержит остов 1, в верхней части которого установлена верхняя подушка 2 с пневмоприводом 3 для вертикального перемещения ее к нижней подушке 4, жестко закрепленной на опоре 5 в средней части остова 1.

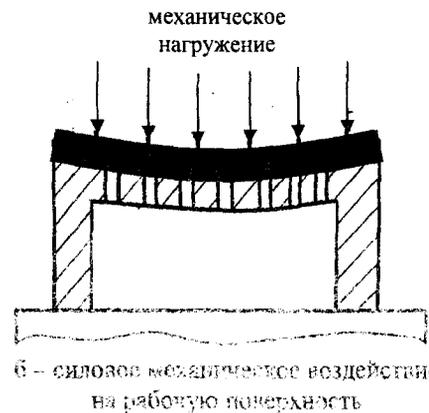
Верхняя подушка 2 выполнена в виде плиты со специальными гнездами 6, в которых установлены сильфоны 7, связанные между собой со стороны верхней поверхности трубопроводами 8. Со стороны нижней поверхности на сильфонах 7 установлена гибкая пластина 9. Сильфоны заполнены амортизационной жидкостью. Нижняя подушка 4 имеет камеру нагрева 10 и камеру пропаривания 11, а посредством электроуправляемого клапана 14 с вакуумной системой. Камера нагрева 10 связана с системой для подачи пара и отвода конденсата.

ривания 11, образованную обрабатываемой рабочей поверхностью 12.

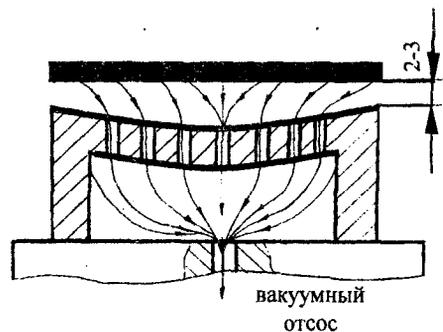
Камера нагрева 10 посредством электроуправляемого клапана 13 соединена с камерой пропаривания 11, образованную обрабатываемой рабочей поверхностью 12.



а) нагрев рабочей поверхности



б – силовое механическое воздействие на рабочую поверхность



в – охлаждение

Рис. 4. – Основные приемы одного цикла тепломеханического выпрямления рабочей поверхности

вания 11, а посредством электроуправляемого клапана 14 с вакуумной системой. Камера нагрева 10 связана с системой для подачи пара и отвода конденсата.

Установка работает следующим образом.

После включения микропроцессора по заданной программе посредством клапана 13 включается подача пара из камеры нагрева 10 в камеру пропаривания 11 для нагрева рабочей поверхности. За-

тем верхняя подушка 2 пневмоприводом 3 опускается к обрабатываемой рабочей поверхности 12, передавая ей механическое давление через гибкую пластину 9, которая, благодаря сильфонам 7 жидкость в которых по трубопроводам 8 перераспределяется, и обеспечивает равномерную передачу ею механического давления.

После подъема верхней подушки в исходное верхнее положение электроуправляемым клапаном 14 включается вакуумный отсос, осуществляющий охлаждение рабочей поверхности.

Цикл повторяется.

Предложенный способ и установка позволили разработать технологический процесс выпрямления рабочей поверхности, включающий последовательность и длительность, а также параметры и пределы рабочих сред, механического давления и температуры гладильной плиты рабочей поверхности.

Так, после установки рабочей поверхности на нижней подушке циклическое тепломеханическое воздействие осуществляется в автоматическом режиме.

При этом гибкая пластина верхней подушки опускается к гладильной плоскости обрабатываемой рабочей поверхности с зазором 2...3 мм.

После включения соответствующей программы из паровой камеры нижней подушки пар, перегретый до 473,15 К, поступает в полость пропаривания, образованную рабочей поверхностью и верхней частью нижней подушки, затем через перфорацию гладильной плиты, нагревая ее до 473,15 К в течение 11 с, давление пара 0,3 ...0,5МПа.

По окончании нагрева верхняя подушка посредством гибкой пластины производит силовое воздействие на рабочую поверхность состоящее из механического нагружения в течение 2 с, выдержку под нагрузкой 0,12 МПа в течение 6 сек и разгрузку в течение 2 с.

Охлаждение рабочей поверхности до 293,15...295,15 К производится вакуумным от-

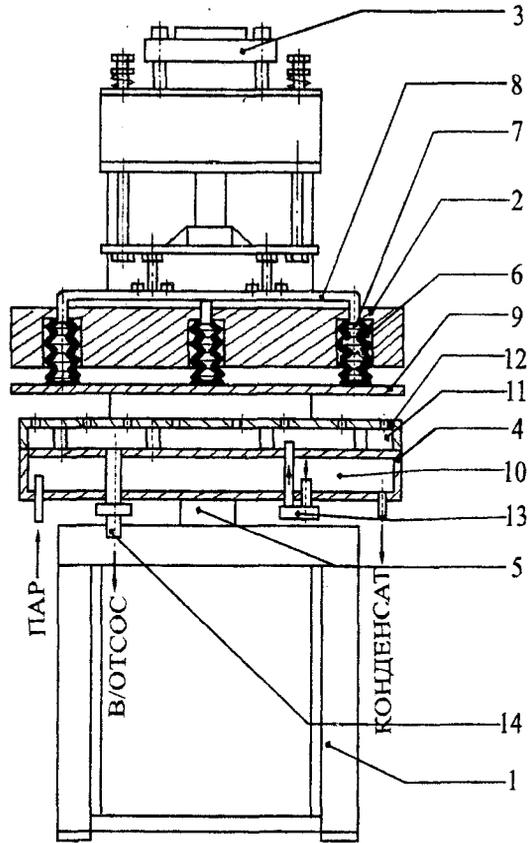


Рис. 5. - Конструктивная схема установки для выравнивания рабочих поверхностей

сосом со стороны наружной части гладильной плиты производительностью $Q = 0,11 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$ при разрежении $\Delta P = 49 \text{ Па}$ в течение 14 сек.

При этом охлаждение заканчивается одновременно с началом последующего цикла тепломеханического выпрямления.

В табл. 1 представлен разработанный технологический процесс тепломеханического вы-

1. Технологический процесс тепломеханического выпрямления рабочей поверхности (один цикл)

#	Наименование операций	Последовательность операций																																									
		Время в секундах																																									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35							
1	Нагрев паром																																										
		$T=473,15 \text{ К}, P_n=0,3-0,5 \text{ МПа}$																																									
2	Механическое нагружение																																										
		$P=0,06 \text{ (МПа)} \cdot t \text{ (с)}$																																									
3	Выдержка под нагрузкой																																										
		$P_{\text{max}}=0,12 \text{ МПа}$																																									
4	Разгрузка																																										
		$P=-0,06 \text{ (МПа)} \cdot t \text{ (с)} + 0,6 \text{ (Мпа)}$ $t=8-10 \text{ с}$																																									
5	Охлаждение воздухом																																										
		$Q=0,11 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2), \Delta P=49 \text{ Па}$																																									

T – температура; P_n – давление пара; P_{max} – давление механического нагружения;
Q – количество отсасываемого воздуха; ΔP – разрежение

прямления рабочей поверхности.

В процессе создания вышеупомянутого технологического процесса для оценки его эффективности на стадии разработки предложен критерий, характеризующий как технологический эффект изготовления, так и сам технологический процесс [5].

Предложенный критерий получен на базе теории "исследование операций" и учитывает изменение геометрических размеров рабочих поверхностей и срок их службы. Кроме того, указанный критерий учитывает время выполнения технологических операций:

$$K = \alpha_1 \frac{\dot{H}}{\int_0^{\infty} H \cdot f(H) dH} + \alpha_2 \frac{\sum_{i=1}^N \int_0^{\infty} \tau_{Ti}^c \cdot f(\tau_{Ti}^c) \cdot d\tau_{Ti}^c}{\sum_{j=1}^n \int_0^{\infty} \tau_{Tj}^H \cdot f(\tau_{Tj}^H) \cdot d\tau_{Tj}^H} + \alpha_3 \frac{\int_0^{\infty} t_3^c f(t_3^c) dt_3^c}{\int_0^{\infty} t_3^H f(t_3^H) dt_3^H} \quad (5.1)$$

где: \dot{H} – величина прогиба подушки после применения новой технологии;

H – прогиб подушки до применения новой технологии;

$f(H)$ – плотность распределения случайной величины H ;

τ_{Ti} – время выполнения технологической операции с номером i по старой технологии;

$f(\tau_{Ti})$ – плотность распределения случайной величины τ_{Ti} ;

τ_{Tj} – время выполнения технологической операции с номером j по новой технологии;

$f(\tau_{Tj})$ – плотность распределения случайной величины τ_{Tj} ;

t_3^c – срок службы рабочей поверхности изготовленной по старой технологии;

$f(t_3^c)$ – плотность распределения случайной величины t_3^c ;

t_3^H – срок службы рабочей поверхности изготовленной по новой технологии;

$f(t_3^H)$ – плотность распределения случайной величины t_3^H ;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$, – коэффициенты взвешенности критериев.

Выбор этих коэффициентов определяется иерархией их важности: $\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 = 1$.

Выводы:

Предложен новый способ формирования рабочей поверхности гладильной подушки, заключающийся в изготовлении предварительно изогнутой поверхности с последующим ее выравниванием комбинированным воздействием тепловых и механических нагрузок, обеспечивающий стабильность размеров рабочей поверхности в течение длительного периода эксплуатации.

Разработан эффективный технологический процесс изготовления рабочих поверхностей гладильных подушек, обеспечивающий требуемые условия эксплуатации

Разработан количественный метод оценки эффективности технологического процесса изготовления рабочих поверхностей гладильных подушек на основе теории исследования операций.

Предложен критерий оценки эффективности технологического процесса тепломеханического выпрямления на стадии разработки, который учитывает изменение геометрических размеров гладильных подушек, срок их службы и позволяет оптимизировать расходы на эксплуатацию оборудования для влажно-тепловой обработки.

Литература:

1. Малько В.И., Черепенько А. А., Черепенько А. П. Математическая модель процессов сжатия и изгиба рабочей поверхности гладильной подушки // Межвузовский сборник научных трудов – М.: 2000 – С. 57 – 61.
2. Малько В.И., Черепенько А. А., Черепенько А. П. Математическая модель рабочей поверхности после изгиба в процессе эксплуатации // Межвузовский сборник научных трудов – М.: 2000 – С. 62 – 66.
3. Теоретические исследования процесса выравнивания рабочих поверхностей гладильных подушек // Депонированная работа в ВИНТИ № 884 В2001. – М.: 2001.
4. Патент РФ № 2160803 МКИ 1999 г. Установка для циклической тепломеханической обработки рабочей поверхности гладильной подушки Степанов Ю. С., Черепенько А. А., Черепенько А. П.
5. Степанов Ю. С., Черепенько А. А., Болотских Д. И. Оценка эффективности технологических процессов изготовления рабочих поверхностей гладильных подушек // Швейная промышленность. – М.: 1998. – № 6 – С 22

ПРИБОРЫ И СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

УДК 621.313.013

Д-р техн. наук проф. В. И. Загрядцкий, канд. техн. наук Е. Т. Кобяков.
(Орловский государственный технический университет)
Россия, г. Орел, тел. (0862)419830; E-mail: Zagr@ostu.ru

ДУСТОРОННЯЯ ТОРЦОВАЯ АСИНХРОННАЯ МАШИНА

The design of the bilateral electric motor with two-disk stator and one-disk rotor intended for transport machines, manufacturing industry and technological machines is considered. The analytical expressions for a choice of the main sizes of the machine are resulted.

В последнее время усилился интерес к торцовым электрическим асинхронным двигателям (ТАД). Они отличаются малыми осевыми размерами, удобны для использования в качестве встроенного электродвигателя при создании устройств различного назначения.

Авторами данной работы предложен ряд оригинальных конструкций ТАД [1, 2].

Однако, они имеют и недостатки, связанные с тем, что при больших мощностях между магнитопроводами статора и ротора возникают значительные силы притяжения, которые создают большую осевую нагрузку на опорные подшипники вала ротора, и следовательно, сокращают срок их службы. Кроме того, при больших диаметральных размерах магнитопроводов статора и ротора сохранять оптимальное значение осевого воздушного зазора между рабочими поверхностями магнитопроводов становится проблематичным, так как в конструкции машины для установки требуемого зазора предусмотрена только регулировочная прокладка между базовым опорным щитом и крышкой статора, на которой установлен магнитопровод. Отсутствие других регулировочных устройств не позволяет устранять возможные перекосы во взаимном расположении магнитопроводов и обеспечивать постоянство воздушного зазора.

Таким образом, известные ТАД могут успешно применяться лишь при относительно небольших мощностях и радиальных габаритах.

В Орловском государственном техническом университете разработана конструкция двустороннего ТАД с двухдисковым статором и однодисковым ротором, которая лишена отмеченных выше недостатков.

На рис. 1 показан общий вид ТАД и его продольный разрез, а на рис. 2 – вид на ТАД с торца выходного вала.

Сборный корпус электрической машины состоит из жестко связанных между собой несущих щитов 1 и 2, образующих центральную кольцевую полость.

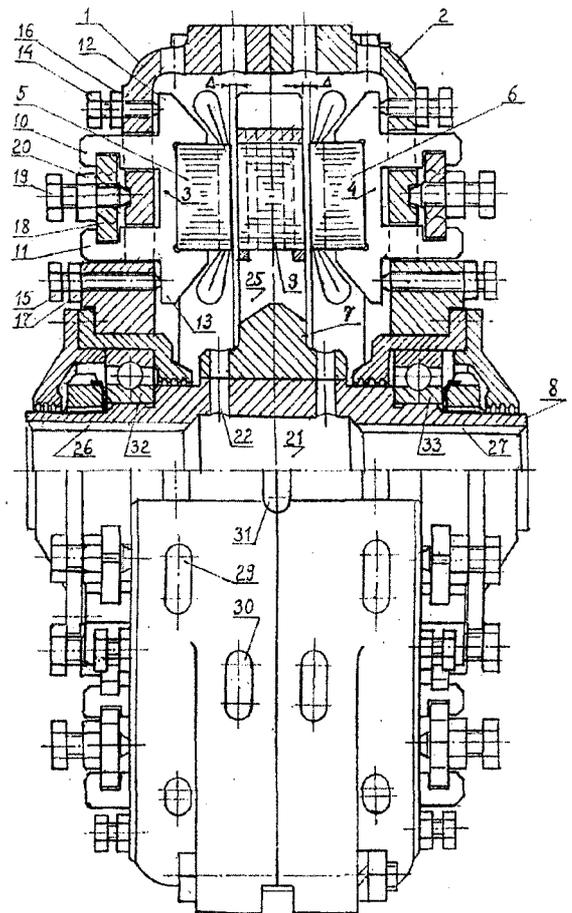


Рис. 1 - Общий вид ТАД

Внутри этой полости на щитах 1 и 2 через посредство группы опор 3 и 4 установлены магнитопроводы 5 и 6 статора с m -фазными обмотками возбуждения. Опоры 3 и 4 с магнитопроводами 5 и 6 соединены

жестко и образуют единую конструкцию. Между магнитопроводами 5 и 6 статора на центральном диске 7 вала 8 ротора жестко закреплен его магнитопровод 9 с короткозамкнутой обмоткой, отделенный воздушными зазорами Δ от магнитопроводов 5 и 6 статора. Опоры 3 и 4 магнитопроводов статора имеют идентичную конструкцию. Они снабжены продольными выступами 10, 11, входящими в сквозные прорезы несущего щита корпуса машины, и поперечными выступами 12, 13. Поперечные выступы 12, 13 находятся внутри центральной кольцевой полости корпуса машины и опираются на торцы установочных винтов 14, 15, ввернутых в несущий щит с наружной стороны и оснащенных контргайками 16, 17. Продольные выступы 10, 11 имеют встречно ориентированные внутренние пазы, расположенные с наружной стороны несущего щита, в которые входит фиксирующая планка 18 с ввернутыми в нее установочными винтами 19, снабженными контргайками 20, и опирающимися на наружную поверхность несущего щита.

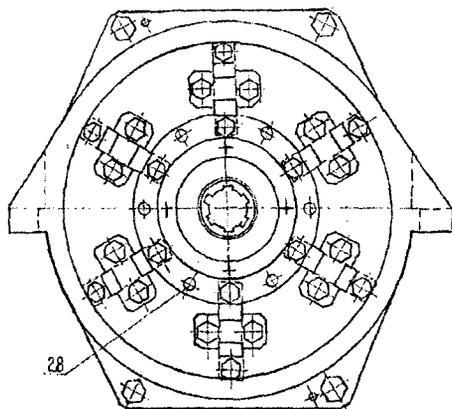


Рис. 2. - Вид на ТАД с торца выходного вала

Каждое регулировочное устройство для изменения величины воздушного зазора Δ между рабочими поверхностями магнитопроводов ротора и статора образовано одной опорой 3 (или 4), сопряженной с этой опорой фиксирующей планкой 18 и установочными винтами 14, 15, 19 с контргайками 16, 17, 20 соответственно.

Самовентиляционная система охлаждения машины включает сеть вентиляционных каналов и полосей, сопряженных между собой и окружающей атмосферой.

Вал 8 ротора электрической машины (рис. 3) имеет центральную полость 21, которая сообщается с центральной кольцевой полостью корпуса машины через посредство кагалов 22, выполненных в стенке вала 8 и ступице центрального диска 7. Короткозамкнутая обмотка ротора снабжена вентиляционными каналами 23 (рис. 4), образованными между стенками радиальных проводников 24 и торцевой плоскостью магнитопровода 9 ротора, сопряженными

с открытыми полостями 25, выполненными в центральном диске 7 вала 8 ротора.

Пустотелый вал 8 ротора имеет два выходных шлицевых участка 26 и 27, размещенных по его концам и предназначенных для соединения с исполнительными механизмами.

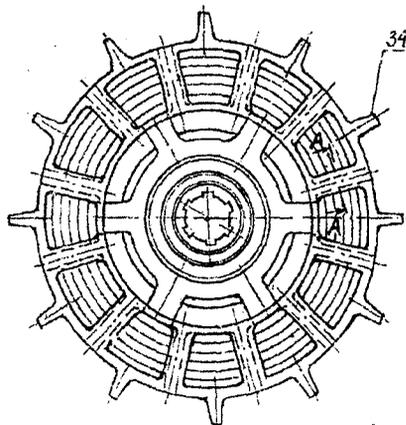


Рис. 3. - Ротор электрической машины

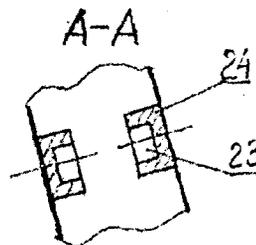


Рис. 4. - Вентиляционные каналы

Для подвода охлаждающих воздушных потоков в центральную кольцевую полость корпуса машины используются центральная полость 21 вала 8 ротора, которая сообщается с атмосферой через каналы, выполненные в валах исполнительных механизмов (на чертежах не показаны), и отверстия 28 в щитах 1 и 2 корпуса машины. Для выброса нагретого воздуха из центральной кольцевой полости корпуса машины предусмотрены окна 29, 30, 31, выполненные на периферийных стенках несущих щитов.

Электрическая машина работает следующим образом.

В результате подключения обмоток магнитопроводов статора к сети создается двустороннее вращающееся магнитное поле, воздействующее на проводники короткозамкнутой обмотки ротора, вследствие чего ротор приводится во вращение. При этом ротор, при одинаковых значениях осевых зазоров Δ ,

не испытывает действия осевых сил, поскольку силы притяжения его магнитопровода к магнитопроводам статора взаимно компенсированы. Этим достигается устойчивое вращение ротора, а также полная разгрузка подшипников 32 и 33 вала 8 ротора от осевых нагрузок, что повышает эксплуатационную надежность и долговечность электрической машины.

Обеспечение одинаковости воздушных зазоров Δ достигается с помощью регулировочных устройств, каждое из которых, включающее элементы 3, 18, 14, 16, 15, 17, 19, 20, может функционировать независимо от остальных. Это позволяет установить магнитопровод статора относительно магнитопровода ротора по заранее заданной величине зазора Δ так, что рабочие поверхности магнитопроводов статора и ротора будут строго параллельными, перпендикулярными оси вращения ротора. При этом становится возможной оптимизация значения воздушного зазора Δ , оказывающего существенное влияние на эксплуатационно-технические характеристики электрической машины.

Для контроля величины воздушного зазора Δ используются окна 30, выполненные в несущих щитах, в которые при сборке вводятся мерные щупы необходимой толщины, соответствующей требуемой величине зазора Δ .

Регулировочными устройствами пользуются в следующей последовательности.

Если, например, требуется уменьшить зазор Δ , установленный предварительно завышенным при сборке машины, освобождают все контргайки регулировочных устройств на несущем щите. Затем вывертывают установочные винты 19, ввернутые в фиксирующие планки всех регулировочных устройств на этом щите, на малую величину. Двумя парами установочных винтов 14, 15, относящимися к диаметрально противоположным регулировочным устройствам, перемещают магнитопровод статора на требуемую величину, контролируя воздушный зазор Δ с помощью щупа с обеих противоположных сторон. После достижения требуемой величины зазора довертывают все установочные винты до упора в соответствующие поверхности и проверяют величину зазора Δ , проворачивая ротор. По окончании процесса регулировки все установочные винты фиксируют с помощью контргаек. Процесс регулировки может быть выполнен для каждой пары диаметрально противоположных регулировочных устройств.

При необходимости увеличения зазора Δ , после освобождения контргаек вывертывают на малую величину все установочные винты 14, 15, а магнитопровод перемещают путем ввертывания установочных винтов 19 фиксирующих планок. В остальном процесс регулировки аналогичен указанному выше.

Система регулировочных устройств может применяться также и для синхронных торцовых машин с аналогичным взаимным размещением магнитопроводов.

В конструкции предложенной электрической машины предусмотрена самовентиляционная система охлаж-

дения тепловыделяющих элементов, которая функционирует при вращении ротора. В результате эффекта действия центробежных сил нагретые воздушные массы через окна 29, 30, 31 в корпусе машины выбрасываются в атмосферу, а в центральную полость корпуса машины через вентиляционные каналы валов исполнительных механизмов, сопряженных с валом ротора, центральную полость 21 этого вала, каналы 22 и отверстия 28 в несущих щитах корпуса непрерывно поступают охлаждающие воздушные потоки, омывающие нагревающиеся элементы машины. Повышению эффективности действия системы охлаждения способствует сеть вентиляционных каналов 23, образованных между стенками радиальных проводников 24 короткозамкнутой обмотки ротора и торцевой плоскостью магнитопровода 9 ротора, сопряженных с открытыми полостями 25 в центральном диске 7, а также вентиляционные лопасти 34, выполненные на периферийной части короткозамкнутой обмотки ротора. Эффективности охлаждения магнитопроводов статора и обмоток возбуждения способствует наличие открытых полостей, образованных между опорами 3, 4, торцовыми плоскостями магнитопроводов и стенками несущих щитов, благодаря чему организовано непрерывное движение охлаждающих воздушных потоков вблизи нагреваемых поверхностей.

Предлагаемая конструкция электродвигателя может быть использована при создании приводных устройств средней и большой мощности. В частности, ее можно использовать, благодаря пустотелости вала ротора, при создании агрегатов, в которых на длинный валопровод передают мощность несколько электрических машин предложенной конструкции, установленных параллельно. При этом, в зависимости от изменения нагрузки на валу агрегата, некоторые из этих машин могут быть отключены от сети или, напротив, подключены. Процесс отключения - подключения может быть организован путем использования управляющей автоматической системы. Целесообразность такого подхода к проектированию приводных агрегатов обусловлена соображениями энергосбережения.

Промышленное освоение предложенной конструкции торцовой электрической машины не потребует значительных материальных затрат, так как все детали конструктивно просты, нематериалоёмки и достаточно технологичны в изготовлении.

Остановимся на выборе главных размеров ТАД. К главным размерам будем относить внутренний D_1 и наружный D_2 диаметры магнитопроводов. Они определенным образом связаны с расчетной мощностью S , индукцией в воздушном зазоре B_δ , линейной нагрузкой A , частотой вращения n и рядом других параметров.

Авторам известно несколько определяющих расчетных зависимостей, связывающих указанные величины.

Паластин Л.М. [3] приводит следующее выражение расчетной мощности для ТАД с однодисковыми статором и ротором:

$$S = 0,125\kappa(D_1 + D_2)^2(D_2 - D_1) \cdot A \cdot B_\delta \cdot n, \quad (1)$$

где $K = K_B \cdot K_0 \cdot \alpha \cdot \pi^2 / 60$;

α – расчетный коэффициент полюсного перекрытия;

K_B – коэффициент формы;

K_0 – обмоточный коэффициент.

При определении главного размера D_2 можно также пользоваться расчетным выражением, приведенном в работе Бута Д.А. [4]:

$$D_2 = \sqrt[3]{4S / \kappa A_{\max} \cdot B_\delta \cdot n \cdot \varphi(d^*)}, \quad (2)$$

где A_{\max} – максимальная линейная нагрузка на диаметре D_1 .

$$\varphi(d^*) = d^*(1 - d^{*2}),$$

$$d^* = D_1 / D_2.$$

В работе Курбасова А.С. [5] приведена формула для определения мощности дисковой машины (формула дается в обозначениях автора).

$$P_\delta = \kappa D_p^2 \cdot l_p \cdot B_\delta \cdot A \cdot m_3 \cdot n \cdot \eta \cos \varphi, \quad (3)$$

где K – коэффициент;

D_p и l_p – расчетный (средний) диаметр магнитопровода и расчетная ширина диска магнитопровода;

m_3 – число “элементарных” дисковых машин;

η – КПД;

$\cos \varphi$ – коэффициент мощности.

Приведенные расчетные формулы могут быть использованы для предварительного определения основных размеров ТАД. Заметим, что в (1) – (3) объем активной зоны машины в явном виде не входит, что является отражением конструктивных особенностей ТАД.

Авторы предлагают свою расчетную формулу:

$$S = 0,125 \cdot K \cdot K^* (D_2^2 - D_1^2) \cdot h \cdot B_a \cdot A \cdot n, \quad (4)$$

где B_a – расчетная индукция в стенке статора;

h – суммарная осевая длина пакетов статора и ротора,

$$K^* = 1,274 K_c \cdot p / \alpha;$$

K_c – коэффициент заполнения пакета сталью;

p – число полюсов.

Произведение $(D_2^2 - D_1^2) \cdot h$ можно рассматривать как величину, характеризующую объем активной зоны ТАД. В этом случае величина h является третьим главным размером торцового двигателя.

При пользовании формулой (4) необходимо исходить из допустимой индукции B_a в спинке магнитопровода ТАД.

Для определения D_2 , кроме того, необходимо задаваться величинами S, D_1, h, A и n . После определения D_2 уточняется величина h .

Расчеты по (1) и (4) дают практически одинаковые результаты.

В некоторых случаях, при заданных S, D_2, D_1, B_a, A и n необходимо определить осевую длину машины. Тогда (4) примет вид:

$$h = S / 0,125 \cdot K \cdot K^* (D_2^2 - D_1^2) \cdot B_a \cdot A \cdot n. \quad (5)$$

$D_1 + D_2$, но ширина кольца увеличивается.

Из сказанного ясно, что проектирование оптимального варианта ТАД – задача со многими неизвестными.

В настоящее время отсутствует накопленный опыт по проектированию ТАД с двухдисковым статором и однодисковым ротором, особенно с учетом необходимого пускового момента и пускового тока, перегрузочной способности, коэффициента мощности и коэффициента полезного действия.

Отсутствует обоснованный выбор воздушного зазора, оказывающего существенное влияние на эксплуатационно – технические характеристики машины.

Все это предполагает дальнейшую исследовательскую работу в направлении совершенствования методов проектирования и расчета ТАД.

Литература:

1. Патент 2172869 РФ, С17 F04D 17/08 Двухсторонний центробежный электроventильатор/ В.И. Загрядцкий, Е.Т. Кобяков. – Оpubл. 2001, Бюл. № 24.
2. Патент 2184274 РФ, С1 F04D 25/08 Осевой электроventильатор/ В.И. Загрядцкий, Е.Т. Кобяков. – Оpubл. 2002, Бюл. № 18.
3. Паластин Л. М. Электрические машины автономных источников питания. – М.: Энергия, 1972. – 127 с.
4. Бут Д. А. Бесконтактные электрические машины. – М.: Высшая школа, 1985. – 252 с.
5. Курбасов А. С. Целесообразность и возможность использования электрических машин дисковой конструкции// Электричество. – 1985. - № 2 - С. 29 – 33.

УДК 621.771.2

Д-р техн. наук, проф. Л. А. Савин.

(Орловский государственный технический университет)

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

д-р техн. наук, проф. О. П. Мулюкин, В. Н. Нигматуллина

(Самарская государственная академия путей сообщения)

Россия, г. Самара

ВЫБОР ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С АВТОМАТИЧЕСКИМ ПНЕВМОПРИВОДОМ

Construction and calculation schemes of pneumatic drives with various types of braking devices are systematized and supplemented in this paper. Practical recommendations for their selection and calculation that take into consideration values of absorbed energy are presented.

Условные обозначения:

V_1, S_1, V_2, S_2 – объем и длина тормозной камеры в начале и конце торможения;

$S_T(S_m^n; S_m^m)$ – тормозной путь (поршня, штока);

p_1, p_2 – давление в начале и конце торможения;

F, F_1 – площадь поршня со стороны тормозной камеры и со стороны рабочей полости цилиндра;

p_m – номинальное давление воздуха в магистральной сети;

L_m – длина штока поршня;

$L(L_{min}; L_{max})$ – длина хода поршня цилиндра (минимальная, максимальная);

l_m – длина тормозной камеры;

η – КПД цилиндр;

v – скорость перемещения поршня в цилиндре;

ε – эффективность торможения (поглощаемая энергия);

ε / F – поглощаемая энергия, приходящаяся на единицу площади тормозной камеры;

$E = p_{2don} / p_1$ – допустимая степень сжатия;

E / F – кинетическая энергия, приходящаяся на единицу площади поршня со стороны тормозной части цилиндра;

X_0 – величина предварительной затяжки пружины;

p – номинальное усилие на штоке поршня (сила торможения);

G^* – вес подвижных частей;

$G_{Г.Ц}, G_{Г.В}$ – вес подвижных частей в горизонтальном цилиндре – подъемнике и в вертикальном цилиндре подъемнике;

m – приведенная (сосредоточенная) масса подвижных частей;

G – модуль упругости;

L – коэффициент сопротивления дроссельного отверстия;

C – жесткость пружины;

$\gamma(\rho)$ – удельный вес (плотность) рабочей среды;

d, I – диаметр сечения и средний диаметр пружины;

n – число витков пружины;

$k=1, 4$ – показатель адиабатного процесса;

g – ускорение свободного падения;

Транспортирование с требуемой точностью, без ударов и перегрузок при пневматическом приводе достигается дросселированием по всей длине хода цилиндра в том случае, когда время его работы перекрывается другими элементами периода цикла.

При необходимости обеспечить минимальное время срабатывания движение должно совершаться по закону, близкому к оптимальному, что достигается торможением в конце хода. В этом случае скорость движения снижается до $v=0$ или до допустимого значения $v = v_{дон}$. При отсутствии жесткой связи между грузом и штоком $v_{дон}$ определяется установленной величиной перегиба груза при остатке. При жесткой связи удары поршня о крышку цилиндра исключаются при:

$$v_{дон} = 0,06 \div 0,14 \text{ м/с } (3,6 - 8 \text{ м/мин}).$$

Время торможения определяется также значениями допустимых ускорений. В механизмах при жесткой связи груза с подвижным элементом допускаются модули ускорения $a = 3 - 4 \text{ м/с}^2$, а при одностороннем контакте груза с захватом предельный модуль $a = 1 - 2 \text{ м/с}^2$.

Торможение пневмопривода может быть осуществлено уменьшением количества энергии, подводимой к поршню, или путем увеличения силы

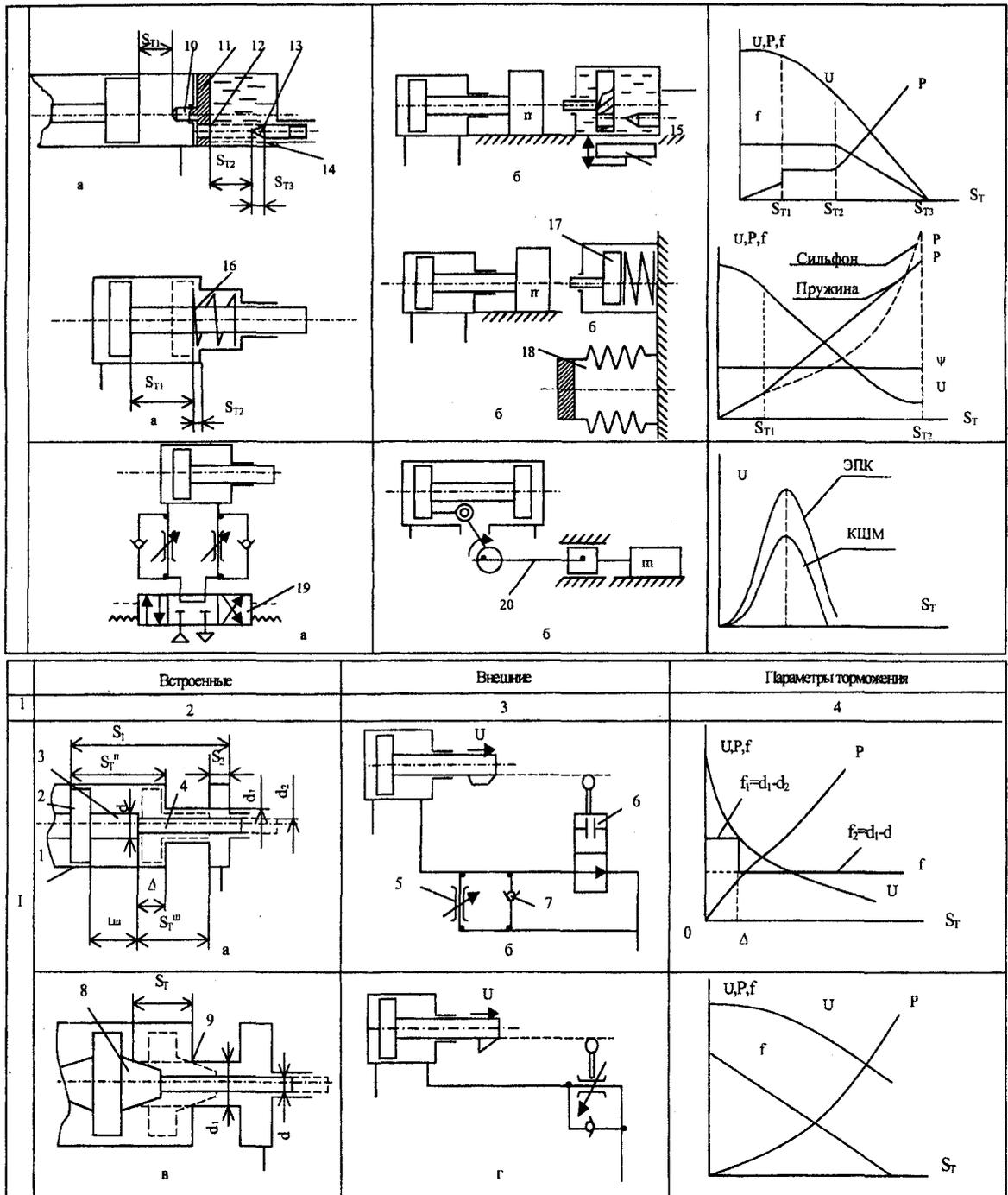


Рис. 1. – Конструктивно-расчетные схемы пневмоприводов с тормозными устройствами плунжерно-золотникового типа (тип I, а), клапанно-седельного типа (тип I, в, з), на базе поршня-«катаракта» (тип II, а, б), на базе упругих звеньев (тип III, а, б, в), дросельно-электромагнитного типа (тип I, б) дросельного типа с трехпозиционным распределителем или электропневмоклапаном (тип IV, а), на базе кривошипно-шатунного механизма (КШМ) – (тип IV, б)

сопротивления движению поршня. Наибольшее распространение имеет второй способ, который и рассматривается ниже.

Увеличение силы сопротивления достигается применением пневматических, гидравлических и механических средств, которые могут быть встроены в цилиндр или расположены вне его по пути движения (рис. 1).

При выборе средств торможения следует учитывать их показатели:

- силовую характеристику – зависимость тормозного усилия P по пути, т.е $P = f(s)$, лучшей характеристикой будет $P = const$;
- эффективность торможения – способность поглощения кинетической энергии, которая определяется как:

$$\mathcal{E} = \int_0^s P(s) ds;$$

- способность необратимого поглощения энергии удара;
- массу и габариты;
- надежность и долговечность;
- стабильность работы.

Рассмотрим эти показатели для пневматических средств, которые наиболее часто применяются в приводах.

Пневматическое торможение основано на сжатии постоянного или переменного количества воздуха в тормозной части привода.

В первом случае при адиабатическом сжатии:

$$\begin{aligned} P &= p_2 F = p_1 F (S_1 / S_2)^k = \\ &= p_1 F (V_1 / V_2)^k = p_1 F (S_1 / (S_1 - S_T))^k. \\ \mathcal{E} &= p_1 V_2 / k [1 - (p_2 / p_1)^{k-1/k}] \\ \mathcal{E} / F &= p_1 S_1 / k [1 - (p_2 / p_1)^{k-1/k}] = \\ &= p_1 (S_2 + S_T) / k [1 - (p_2 / p_1)^{k-1/k}] \end{aligned}$$

Значения \mathcal{E}/F , подсчитанные по этой формуле, показаны графиком на рис. 2.

Значения p_2 определены из соотношения

$$S_1 / S_2 = S_2 + S_T / S_2 = (p_2 / p_1)^{1/k}.$$

Из графика рис. 2 видно, что наибольшие значения эффективности определяются допустимой степенью сжатия E , которая из условия предельно допустимой температуры принималась равной

$$E = 4. \text{ При } S_2 = 1 \text{ см, } p_1 = 3 \text{ кгс/см}^2, \\ \mathcal{E} / F = 12 \text{ кгсм/см}^2.$$

Значение тормозного пути при этом $S_T = 2$ см, длина тормозной камеры $S_T + S_2 = 3$ см. С уменьшением S_2 эффективность торможения уменьшается. Для выявления значения кинематической энергии E/F , которую требуется погасить при торможении, исходим из оптимального нагружения усилием равным 90 % от номинального значения.

Для вертикального цилиндра-подъемника вес подвижных частей будет:

$$G_{B.Ц} = 0,5P,$$

где P - номинальное усилие на штоке цилиндра; $P = p_m F_1 \eta$, при $\eta = 0,9$ получим $P = 0,9 p_m F_1$.

Для горизонтального транспортного цилиндра при нагружении силой трения от перемещаемого груза массой подвижных частей $G_{Г.Ц} = 0,5P/f$, при коэффициенте трения груза в направляющих $f = 0,2 G_{Г.Ц} = 2,5$.

Подставив в уравнение кинетической энергии $E = G^* v^2 / 2g$ вместо G^* выражение $G_{B.Ц}$ получим для вертикального цилиндра:

$$E / F = 0,5 \cdot 0,9 p_m F_1 v^2 / 2gF = 0,002 p_m v^2 F_1 / F.$$

Для горизонтального цилиндра, подставим вместо G^* значение $G_{Г.Ц}$:

$$E / F = 0,50,9 p_m F_1 v^2 / 2gF = 0,11 p_m v^2 F_1 / F.$$

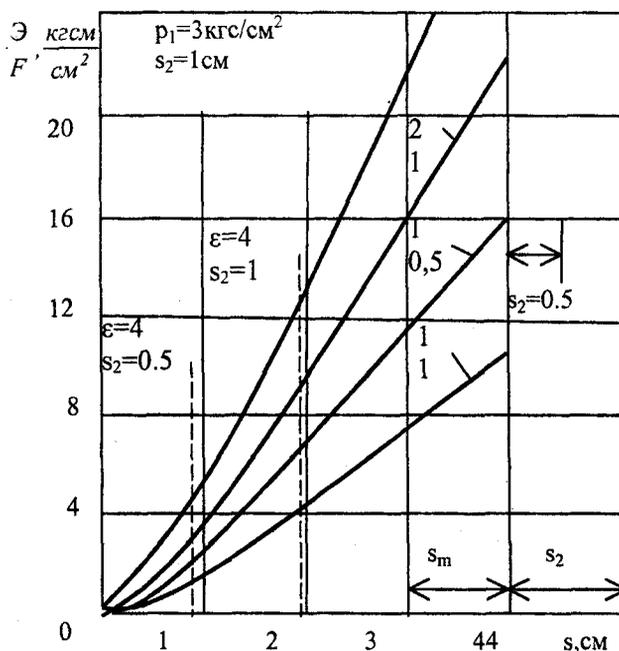


Рис. 2. - График эффективности пневматического торможения

Для цилиндра 100 мм по ГОСТу 15608-70 при $F_1 / F = 1,07$; для подъемника

$$E / F = 3,35 \text{ кгс/см}^2, p_m = 6,3 \text{ кгс/см}^2, v = 0,5 \text{ м/с},$$

а для горизонтального $E / F = 18,4 \text{ кгс/см}^2$.

При $v = 0,3 \text{ м/с}$ соответственно $E / F = 1,2$ и $6,6 \text{ кгс/см}^2$.

Сравнивая полученные цифры с величинами \mathcal{E} / F , можно отметить, что при $v = 0,5 \text{ м/с}$ для горизонтального цилиндра $E / F > \mathcal{E} / F$ при $s_2 = 1 \text{ см}$. В этом предельном случае следует принять большее значение s_2 для погашения кинетической энергии.

Анализ требуемых значений E / F для стандартных цилиндров показывает, что при $v < 0,5 \text{ м/с}$ они не превышают значений \mathcal{E} / F , т.е. пневматическое торможение без истечения достаточно эффективно и при малых значениях s_2 . Оно может быть существенно, например, путем перекрытия выхлопного канала с помощью тормозного золотника.

С увеличением скорости возрастает сопротивление, что вызывает колебания привода. Поэтому при скоростях, близких к $v = 0,5 \text{ м/с}$, следует переходить к торможению с истечением, что увеличивает тормозной путь. Так, для стандартных цилиндров с торможением в конце хода отношение длины тормозной камеры l_m к длине хода колеблется для диаметра 50 мм в пределах $l_m / L_{\min} \dots l_m / L_{\max} = 0,13 \dots 0,05$, а для диаметра 320 мм соответственно 0,48 – 0,02.

Для пневматических цилиндров с торможением (типа I, а; типа II, а; типа III, а; типа IV, а; рис. 1) для поршней с диаметром $D > 50 \text{ мм}$ стандартом определены значения наибольшей массы подвижных частей G_{\max} при определенной длине тормозной камеры l_m (рис. 3). Здесь же показаны кривые $G_{B,Ц}$ и $G_{Г,Ц}$, отражающие оптимальное нагружение при $p_m = 6,3$ и 10 кгс/см^2 . Кривые $G_{B,Ц}$ расположены ниже линии G_{\max} , что означает наличие запаса в цилиндре по силе торможения. Кривая $G_{Г,Ц}$ при $p_m = 6,3 \text{ кг/см}^2$ пересекает линию G_{\max} , а при $p_m = 10 \text{ кгс/см}^2$ – расположена выше G_{\max} . Это означает, что при значениях G , лежащих в заштрихованном поле, применение цилиндров с l_m по ГОСТ возможно лишь при меньших скоростях, значения которых должны быть рассчитаны и обеспечены дросселированием на всей длине хода. В этих случаях целесообразно переходить к использованию тормозного золотника (тип I, б, рис. 1), который позволяет удлинить тормозную камеру.

В цилиндрах с торможением температура воздуха в тормозной части может колебаться в преде-

лах – $30^0 - 80^0 \text{ С}$, что отражается на прочности уплотнений выступа поршня, в связи с этим требуется разработка более надежных конструкций.

Применение тормозного золотника позволяет использовать цилиндр без торможения, а также получить наиболее приемлемый закон движения с минимальным модулем ускорения при использовании кулачков с соответствующим профилем (тип I, г, рис. 1). Он позволяет создать камеру торможения без истечения и обеспечить при этом минимальный путь торможения, который легко регулируется.

В ряде случаев при небольших тормозных ходах более предпочтительно тормозное устройство на базе клапанной пары: клапан (конус) – седла (прямая кромка) по (тип I, в, рис. 1).

Площадь проходного сечения клапанной арматуры, работающей в режиме дросселирования, может быть определена по известным зависимостям (1).

В рассмотренных случаях торможения камера находится в цилиндре и трубопроводе. Она может быть вынесена из зоны цилиндра и иметь вид установленного в отдельной камере подпружиненного плунжера (тип III, б, рис. 1) или воздухонаполненного сильфона (тип III, в, рис. 1) – внешнего тормозного элемента, который выполняет роль пружины с нелинейной характеристикой, определяемой вышеприведенными зависимостями. Данный тормозной элемент прост и надежен в работе, а его долговечность зависит от механических свойств материала.

При применении пружинных тормозных устройств с цилиндрическими пружинами сжатия тормозная сила P , а также поглощаемая энергия \mathcal{E} , определяются соответствующими выражениями (тип. III, б, рис. 1):

$$P = cS_m = Gd^4 S_m / 8D^3 n,$$

$$P = c(S_m + x_0),$$

$$\mathcal{E} = cS_m^2 / 2 = PS_m^2 / 2,$$

$$\mathcal{E} = c(S_m^2 + 2S_m x_0) / 2 = PS_m / 2.$$

Пружинные тормозные устройства могут иметь большую эффективность. Они просты по конструкции, компактны, но стойкость их низка. После поломки пружин устройства резко меняют свою характеристику. Разрушенные пружины не ремонтируются, и для восстановления заданной характеристики необходима их полная замена.

Достоинством воздушных тормозных устройств является их компактность и простота конструкции. Но эффективность их незначительна из-за нарушения уплотнений поршня, а также исправности дроссельного золотника и обратного клапана.

В тормозном устройстве на базе резинометаллического элемента зависимость между тормозной силой и сжатием комплекта упругих элементов выражается известной эмпирической формулой (2).

В частности, при опорной площади резиновой пластины в 180 см^2 , первоначальной высоте резинового слоя 39 см и модуле упругости для ударной деформации резины 140 кг/см^2 тормозная сила $P = 16900 \text{ кгс}$. Энергия, поглощаемая таким тормозным устройством, определяется площадью, ограниченной силовой характеристикой, а при сжатии, равном 8 см , $\mathcal{E} = 675 \text{ кгс м}$.

При гидравлическом торможении кинетическая энергия расходуется на преодоление сил сопротивления в тормозном устройстве (тип I, а, б, рис. 1) и превращается в тепловую энергию. В гидротормозе потенциальная энергия не накапливается и поэтому в нем не возникает отдачи, что является его преимуществом.

Сила торможения при этом:

$$P = \alpha \gamma F^3 v^2 / 2gf^2,$$

где α – коэффициент сопротивления дроссельного отверстия;

γ – удельный вес жидкости;

F – площадь поршня тормоза;

f – площадь дроссельного отверстия;

v – скорость поршня.

Изменением проходного сечения дросселя по пути при $f = \varphi(s)$ можно получить $P = const$, что является также преимуществом гидроторможения.

Если принять:

$$f / F = a, \quad \gamma = 0,9 \times 10^{-3} \text{ кгс / см}^2; \quad \alpha = 0,6;$$

тогда

$$P = 0,28 F v^2 / a^2.$$

Эффективность торможения при $P = const$:

$$\mathcal{E} = P s_m = 0,28 F v^2 s_m / a^2.$$

На эффективность гидравлического торможения существенно влияют величины v и a , что хорошо видно из графика (рис. 4)

Из сравнения графиков на рис. 2, 4 следует, что эффективность гидравлического торможения достигает значений пневматического при $v = 0,4 \text{ м/с}, \alpha = 0,01$ и резко возрастает при $v = 0,5 \text{ м/с}, \alpha = 0,01$.

Следовательно, гидравлическое торможение более эффективно в применении при скоростях $v = 0,5 \text{ м/с}$.

Сравнительный анализ характеристик показывает преимущество гидравлических и резинометаллических тормозных устройств перед пружинными и пневматическими. Однако, применение гидравлических устройств затруднено из-за относительной сложности их конструкции и повышенных требований к техническому обслуживанию. Отметим также, что резиновые энергопоглощающие элемен-

ты имеют нелинейную характеристику и могут иметь большую эффективность, но долговечность их невелика, а упругие элементы могут быть использованы для торможения цилиндров $D < 50 \text{ мм}$.

Для цилиндров $D = 50$ может быть осуществлено также автоматическое торможение. Установлено, что цилиндры одностороннего и двустороннего действия могут воспроизводить оптимальный закон движения при определенном сочетании параметров и использовании специальных средств управления. Например, автоматическое торможение цилиндра двустороннего действия возможно при использовании для управления трехпозиционного распределителя (тип IV, а, рис. 1), который в среднем положении соединяет штоковую полость с атмосферой.

Движение по оптимальному закону может быть получено также при использовании электродвигателя с ограниченным углом поворота и преобразовании поворота выходного элемента в поступательное движение кривошипно-шатунным механизмом (тип IV, б, рис. 1).

Выводы.

Наиболее целесообразной конструкцией по энергоемкости следует считать гидравлическое тормозное устройство, а по простоте, компактности и эксплуатационной надежности – резинометаллическое.

Использование гидравлического торможения эффективно при скоростях $v = 0,5 \text{ м/с}$; при меньших скоростях и ограниченном сроке службы средства торможения, определяемого допустимым числом циклов переключки упругих и уплотнительных элементов используются воздушные и пружинные тормозные устройства.

При диаметре цилиндров $D = 50 \text{ мм}$ рекомендуются к использованию резиновые энергопоглощающие тормозные элементы или специальные средства автоматического торможения (управления) на базе трехпозиционного распределителя, электродвигателя с ограниченным углом поворота и преобразованием поворота выходного звена в поступательное движение кривошипно-шатунного механизма и других спец. механизмов различной физической природы, в частности, вибродвигателей [3].

Литература:

1. Гидропневмотопливные клапанные агрегаты с управляемым качеством динамических процессов: Учебно-справочное пособие / Д.Е. Чегодаев, О.П. Мулюкин, А.Н. Кирилин, В.М. Вершигоров и др. – Самара: СГАУ, 2000. – 546 с.
2. Никольский Л.Н. Фрикционные амортизаторы удара. – М.: Машиностроение, 1964. – 171 с.
3. Бансявичюс Р.Ю. Вибродвигатели. / Р.Ю. Бансявичюс, К.М. Рагульскис. – Вильнюс: Москлас, 1981. – 32 с

УДК 621.888.Б; 534.833

А. В. Ковтунов, В. И. Гусаров, А. А. Логунцов
(Самарский институт инженеров железнодорожного транспорта)

Россия, г. Самара

Ю. В. Шатилов

(Самарский государственный аэрокосмический университет)

Россия, г. Самара

М. В. Комаров

Орловский государственный технический университет

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

В. М. Вершигоров, В. З. Михно

(Самарский завод «Прогресс»)

Россия, г. Самара

В. А. Дулецкий

(Куйбышевская железная дорога)

Россия, г. Самара

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМ ВИБРОЗАЩИТЫ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ ФРАГМЕНТОВ АЭРОКОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ

In the paper the experimental investigations for vibroprotection systems at transportation cosmic fragments on the basis of effectiveness tests for the elaborated structure and scheme-technical solutions for resilient elements.

Основной целью экспериментальных исследований являлась проверка эффективности разработанных конструктивных и схмотехнических решений системы удара и виброзащиты (СУВЗ) с функционально изменяемой жесткостью упругих элементов для транспортировки аэрокосмического объекта.

Для натурных испытаний желательно применять помехозащищенную датчиковую аппаратуру с волоконно-оптическими каналами передачи информации. Однако на сегодняшний день удовлетворительные конструктивные решения волоконно-

оптических акселерометров отсутствуют [3]. Все это обусловило применение более простых и надежных волоконно-оптических датчиков линейных и угловых перемещений с последующим вычислением на ПЭВМ требуемых динамических параметров СУВЗ.

Структурная схема контроля динамических характеристик с использованием датчиков перемещения представлена на рис. 1.

Транспортный груз с СУВЗ располагался на железнодорожной платформе. На этой же платформе располагалась гиросtabilизированная платформа

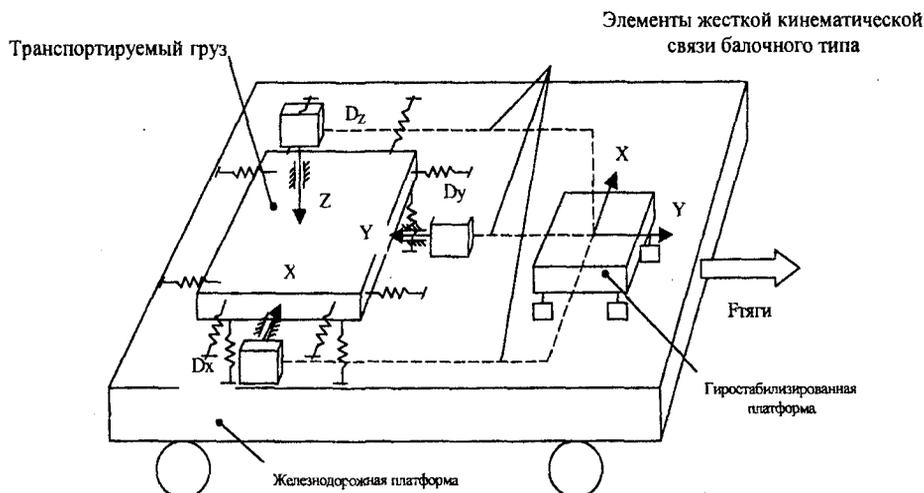


Рис. 1. – Схема контроля состояния динамических характеристик с использованием перемещений

(ГП) 2Э28М, которая необходима для создания базы для измерения перемещений по осям x, y, z . ГП обеспечивала заданное положение ее базовой поверхности при движении железнодорожной платформы на переходных режимах. В качестве задающих элементов стабилизатора использовались 3-х ступенчатые гироскопы, обладающие свойством сохранять неизменным направление своей оси в пространстве [3].

При движении корпус железнодорожной платформы совершает продольные и поперечные колебания. В результате возникают рассогласования между положением платформы и направлениями гироскопов. Сигналы, пропорциональные этим рассогласованиям, воздействуют на электромагниты гидроусилителей (ГУ), которые перемещают золотники ГУ и тем самым создают разность давлений в полостях исполнительного цилиндра (ИЦ). За счет кинематических связей ИЦ и ГП, последняя возвращается в положение заданное гироскопами. При воздействии механических факторов в системе возникают 2 – 3 затухающихся колебания с амплитудой $< 0,5$ мм, что позволяет использовать ГП в качестве базы для отсчета перемещений транспортируемого груза.

Исходной информацией являются значения виброперемещений $X_B(x), Y_B(x), Z_B(x)$.

Функция преобразования датчика перемещений имеет вид:

$$u = S(2X - X_m) + u_0,$$

где u - выходное напряжение датчика;

S - чувствительность преобразования;

X_m - диапазон преобразования;

u_0 - погрешность «нуля».

Из решения этого уравнения можно найти величину X :

$$X = \frac{X_m}{2} - \frac{u - u_0}{2S}.$$

Произведя измерения X в дискретные моменты времени $t_i = i\Delta t$ ($\Delta t = const$), и, пренебрегая величиной u_0 , можно вычислить значения скорости $V(t_i)$ и ускорения a_i через конечные разности напряжений $b(i-1)$ и b_i моменты времени:

$$V_{ii} = \frac{u(i\Delta t) - u[(i-1)\Delta t]}{2S\Delta t},$$

$$a_i = \frac{V(i\Delta t) - V[(i-1)\Delta t]}{2S\Delta t^2}.$$

Подставляя в последнее выражение значения скоростей, выраженные через напряжения, получим:

$$a_{(ii)} = \frac{u(i\Delta t) - 2u[(i-1)\Delta t] + u[(i-2)\Delta t]}{2S\Delta t^2}.$$

Таким образом, рассмотренный алгоритм измерения позволяет получить всю необходимую информацию о параметрах механических колебаний транспортируемого груза с использованием датчиков перемещений.

В рамках выполненных исследований авторами в [1] представлены:

- принципы построения волоконно-оптической системы контроля динамических характеристик СУВЗ;
- функциональная схема и конструктивное исполнение волоконно-оптического датчика линейных перемещений;
- схема обеспечения устойчивости к внешним воздействиям волоконно-оптических датчиков для контроля СУВЗ;
- методика параметрического синтеза волоконно-оптического датчика виброперемещений по технико-экономическим критериям;
- методы и устройства защиты от виброударных воздействий волоконно-оптической датчиковой аппаратуры СУВЗ с управляемой жесткостью упругих элементов.

Конструктивно-расчетная схема исследуемой СУВЗ с управляемой жесткостью упругих элементов представлена на рис. 2 [1, 2].

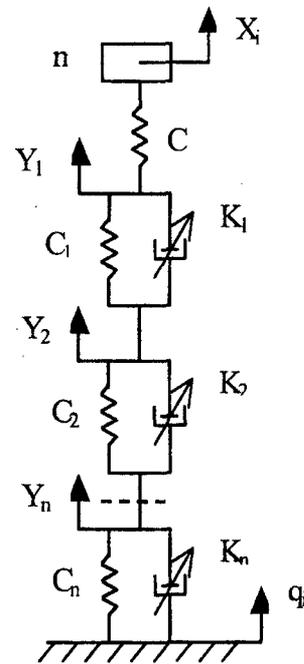


Рис. 2. – Схема виброизоляции с набором модулей регулируемой жесткости, включенных последовательно:

m - масса защищаемого объекта,
 C_1, C_2, \dots, C_n - жесткость блокируемой части упругого элемента в соответствующем модуле (усилие, развиваемое модулями упругих элементов регулировалось в пределах от 2,5 до 5 т.)

В качестве блокирующего устройства модулей принят демпфер, коэффициент сопротивления которого принимает два значения: $K_i = 0$ при отсутствии блокировки и $K_i = \dots$ – демпфер и параллельно включенная с демпфером часть упругого элемента заблокированы. Предполагалось, что энергия, высвобождаемая при разблокировке, рассеивается в запирающем устройстве (демпфере).

С учетом общепринятых допущений математическую модель любого из набора модуля (при выключении из работы остальных) можно описать системой уравнений:

Экспериментальные исследования двухмодульной системы виброзащиты по рис. 2 показали, что несмотря на то, что выражения (1) и (2) не в полной мере отражают процессы, происходящие в реальных системах при регулировании жесткости пассивным методом, результаты по ним близки к экспериментальным.

Последовательным решением дифференциальных уравнений (1) для каждого модуля с подстановкой (2) определяется решение n -го дифференциального уравнения:

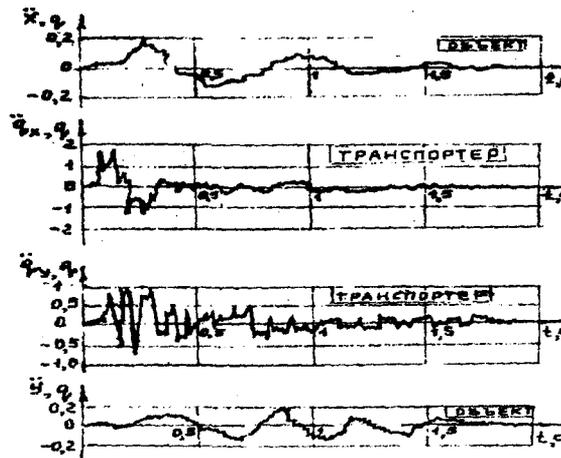


Рис. 3. – Характер колебаний при соударении вагонов со скоростью 10 км/час

$$\left. \begin{aligned} m \ddot{x} - C(x_i - y_i) &= 0, \\ C(x_i - y_i) &= C_i(x_i - y_i) + K_i(y_i - q_i) \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

$$K_i = \begin{cases} 0 & \text{при } U_{упр} = U_{i1}, \\ 0 & \text{при } U_{упр} = U_{i2}; \end{cases}$$

$$m \ddot{x}_n + C_n(x_n - q_n) + P_n = 0,$$

вид которого определяет характер переходного процесса в виброзащитном механизме.

При испытаниях на ударное воздействие неподвижной транспортер с объектом общей массой 90 т соударялся с подвижным грузовым вагоном массой 60 т со скоростью 10 км/час (рис. 3), фиксируемом

$$C_i, i = 1, 2, \dots, n = \begin{cases} C & \text{при } K_1 = K_2 = \dots = K_n = 0, \\ C \times C_1 = C'_1 & \text{при } K_1 = \infty, K_2 = K_3 = \dots = K_n = 0, \\ C = C_1 \\ C_i \times C_2 = C'_2 & \text{при } K_1 = K_2 = \infty, K_3 = K_4 = \dots = K_n = 0, \\ C_i = C_2 \\ \frac{C'_{n-1} \times C_n}{C'_{n-1} = C_n} & \text{при } K_1 = K_2 = \dots = K_n = \infty. \end{cases} \quad (2)$$

где x_i – перемещение защищаемого объекта массой m ;

q_i – кинематическое воздействие платформы;

$U_{упр}$ – управляющая функция (сигнал управления регулятором);

U_1, U_2 – текущие значения параметра $U_{упр}$, подаваемые на i -ый модуль для смены значения K_i .

Для последовательного включения модулей справедливо соотношение:

на заданном участке пути в 100 м. Начальный период соударения вагонов ($t < 0,3$ с) характеризуется значительными амплитудами высокочастотных (15 – 20 Гц) составляющих горизонтальных и вертикальных ускорений транспортера, переходящих со временем ($t > 0,3 - 0,35$ с) в затухающие низкочастотные колебания (3 – 8 Гц). Причем колебания транспортера в осевом направлении затухали за 2 – 2,5 с, а вертикальные за 2 – 3 с. Установлено, что виброзащита в 3-5 раз снижает осевые и верти-

кальные перегрузки, но на этапе соударения вагонов, когда амплитуда колебаний резко падает, и колебания становятся низкочастотными, эффективность виброзащиты снижается.

Выводы [1 – 3]:

При равномерном движении поезда преобладающими нагрузками на объект со стороны транспортера являются вертикальные виброускорения, причем дисперсия вертикальных ускорений лежит в диапазоне $1,7 - 3 \text{ м}^2/\text{с}^4$, а горизонтальных от $0,5$ до $0,9 \text{ м}^2/\text{с}^4$.

В спектральном составе вертикальных ускорений транспортера преобладают частоты от $2,5$ до 4 Гц и от $0,8$ до 13 Гц; спектр продольных ускорений транспортера практически равномерно распределен в диапазоне частот $0,5 - 40$ Гц.

Виброзащитная система обеспечивает существенное уменьшение величины ускорений как в вертикальном, так и в горизонтальном направлениях. Дисперсия вертикальных ускорений объекта в 5 раз ниже, чем транспортера, продольных в $10 - 15$ раз. Распределение энергии колебаний по частотам показывает, что виброзащитная система усиливает низкочастотные (от $0,5$ до $1,8$ Гц) виброускорения, не изменяет характера ускорений в диапазоне $2 - 2,7$ Гц и ослабляет ускорения на частотах выше 3 Гц.

Эффективность работы управляемых виброизоляторов в режиме установившегося движения состава характеризуется как величинами ускорений, так и относительных перемещений груза (обжатия виброизолятора), причем виброзащита, снижая ко-

личество циклов нагружения защищаемого объекта, полностью исключает перегрузки более $0,25 \text{ g}$.

Предложенная компоновочная схема, отображающая различные способы конструктивной интеграции волоконно-оптических датчиков перемещения, скорости и ускорения исполнительных органов средств удара- и виброзащиты транспортируемых грузов (на базе обобщенной модели, базиса частных математических моделей и разработанного программного обеспечения) позволяет получить функции влияния на результирующую инструментальную погрешность преобразования комплекса конструктивных и внешних факторов.

Литература:

1. Ковтунов А.В. Виброизоляция транспортируемых грузов упругоинерционными элементами с регулируемой жесткостью /А.В. Ковтунов, О.П. Мулюкин, Д.Е. Чегодаев, Ф.В. Паровай// Вестник СГАУ. Серия: Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Выпуск 4. Часть 2. – Самара: СГАУ, 2000. – с.125–129.

2. Ковтунов А.В. Структура колебательных систем с инерционными связями /А.В. Ковтунов, Ф.В. Паровай, О.П. Мулюкин, В.А. Антипов// Вестник СГАУ. Серия: Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Выпуск 4 Часть2. – Самара: СГАУ, 2000. – с. 183–187.

3. Методология оценки и разработки средств снижения вибро-, ударонагруженности транспортируемых грузов ответственного назначения при железнодорожных перевозках: Отчет о НИР /СамИИТ; Руководитель В.И. Варгунин; Отв. исполнитель А.В. Ковтунов; № ГР 00304019; Инв. № 0286.0 052896, Самара, 2000

УДК 519.241.27

Д-р техн. наук, проф. В. Н. Филиппов, *д-р техн. наук, проф.* Н. И Пасько,
инж. В. Н. Филиппов
(Тульский государственный университет)
Россия, г. Тула

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ТРИКОТАЖНЫХ АВТОМАТОВ ПРИ ПЛАНЕ ИСПЫТАНИЙ [NMT]

Theoretical basis of weaving machine reliability evaluation at the testing plan [NMT] for several types of failures. Asymptotic results of the restoration and accumulation processes theory are applied. Evaluation of reliability and maintenanceability parameters for various kinds of failures is performed with the momentum method.

Особенность испытаний трикотажных автоматов по плану [NMT] [1] состоит в том, что число типов отказов велико. Например, при испытаниях чулочно-носочного автомата типа ГАММА фиксируется 24 типа отказов, где отказ – это выпуск некондиционного изделия – не всегда связан с поломкой автомата и последующим его восстановле-

нием, а является сбоем из-за дефектов пряжи и других причин.

При выводе необходимых зависимостей будем исходить из следующих предположений и допущений.

Наработка испытываемого автомата измеряется в единицах времени работы автомата, то есть $T -$

это наработка автомата за время испытаний, одинаковая для всех N автоматов испытываемой партии.

Предполагается, что в начальный момент испытаний автоматы полностью исправны и отказы различных типов возникают независимо друг от друга. Если по достижении наработки T произойдет $N_j(T)$ отказов j -го типа, то общее число отказов всех типов:

$$N(T) = \sum_{j=1}^m N_j(T). \quad (1)$$

Среднее число отказов:

$$\bar{N}(T) = \sum_{j=1}^m \bar{N}_j(T). \quad (2)$$

Дисперсия числа отказов благодаря взаимной независимости чисел отказов каждого типа $N_j(T)$ равна сумме дисперсий по каждому типу отказов $D_{N_j}(T)$, то есть:

$$D_N(T) = \sum_{j=1}^m D_{N_j}(T). \quad (3)$$

Определим теперь $\bar{N}_j(T)$ и $D_{N_j}(T)$ через функцию ненадежности $F_j(t)$ [2] и другие числовые характеристики, такие как средняя наработка на отказ \bar{T}_j , коэффициент вариации наработки на отказ v_j и др. Из теории восстановления [3] известно, что среднее число отказов $\bar{N}_j(T)$ определяется через функцию ненадежности $F_j(t)$ в результате решения интегрального уравнения восстановления:

$$\bar{N}_j(T) = F_j(T) + \int_0^T \bar{N}_j(T-t) dF_j(t). \quad (4)$$

В явном виде это уравнение в общем случае не решается, поэтому приходится решать его численно или использовать приближенные асимптотические решения. В одном практически важном случае, когда функция ненадежности показательно распределена, то есть:

$$F_j(t) = 1 - \exp\left(-\frac{t}{\bar{T}_j}\right), \quad (5)$$

уравнение (4) имеет простое явное решение:

$$\bar{N}_j(T) = \frac{T}{\bar{T}_j}. \quad (6)$$

В общем случае практический интерес представляют следующее асимптотическое решение, справедливое при $T \gg \bar{T}_j$:

$$\bar{N}_j(T) \approx \frac{T}{\bar{T}_j} + \frac{1}{2}(v_j^2 - 1). \quad (7)$$

Практически формулой (7) можно пользоваться при:

$$T > \frac{\bar{T}_j}{v_j}. \quad (8)$$

На рис. 1 приведены результаты численного решения уравнения (4) и асимптотического решения (7).

Таким образом, для среднего числа отказов получаем следующие асимптотическую формулу, если выполняются условия (8) для всех j :

$$\bar{N}(T) \approx T \sum_{j=1}^m \frac{1}{\bar{T}_j} + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^m (v_j^2 - 1). \quad (9)$$

Если ввести обозначение:

$$\beta = \sum_{j=1}^m \beta_j, \quad \beta_j = 1/\bar{T}_j, \quad (10)$$

то получим, что:

$$\bar{N}_j(T) \approx T\beta + \frac{1}{2} \left(\sum_{j=1}^m v_j^2 - 1 \right), \quad (11)$$

где β_j - стационарная интенсивность потока отказов j -го типа, то есть не зависящая от состояния автомата в момент начала испытаний, а β - соответствующая величина для автомата в целом. Определение именно этих и других, независимых от начального состояния (стационарных) показателей надежности, является целью испытаний на надежность.

Дисперсия числа отказов j -го типа определяется более сложно. Приведем здесь только практически важный асимптотический результат [3], справедливый как и (7) при условии (8):

$$D_{N_j}(T) \approx \frac{T}{\bar{T}_j} v_j^2 + \left(\frac{1}{12} + \frac{5}{4} v_j^4 - \frac{2}{3} S_{kj} v_j^3 \right), \quad (12)$$

где S_{kj} - асимметрия плотности распределения наработки на отказ $f_j(t)$.

Например, для показательного распределения (5) $S_{kj} = 2$. Для гамма распределения $S_{kj} = 2v_j$. Для распределения Вейбулла:

$$F_j(t) = 1 - \exp\left[-(t/\rho_j)^{b_j}\right],$$

эта формула выглядит более сложно [4]:

$$Sk_j = \frac{1}{v_j^3} \left[\frac{\Gamma(1+3/b_j)}{\Gamma^3(1+1/b_j)} - 3v_j^2 - 1 \right],$$

где

$$v_j = \sqrt{\frac{\Gamma(1+2/b_j)}{\Gamma^2(1+1/b_j)} - 1},$$

а $\Gamma()$ – гамма-функция. Для практического использования могут быть полезными следующие приближенные формулы:

$$v_j = b_j^{-1} + 0.1449(b_j^{-1} - 1)^2;$$

$$S_{kj} \approx 3v_j - 1, \quad (13)$$

дающие практически достаточную точность при

$$0.3 \leq v_j \leq 1.5.$$

Затраты времени на восстановление отказов j -го типа за время испытания автомата $T_{\sigma_j}(T)$ получаются как сумма $N_j(T)$ реализаций случайной величины T_{σ_j} – времени восстановления отказа j -го типа. Среднее значение этих затрат:

$$\bar{T}_{\sigma_j}(T) = \bar{N}_j(T) \cdot \bar{T}_{\sigma_j}. \quad (14)$$

Если отказ типа сбоя, то T_{σ_j} и $T_{\sigma_j}(T)$ равны 0,

а значит \bar{T}_{σ_j} , v_j и $\bar{T}_{\sigma_j}(T)$ тоже равны 0.

Если воспользоваться асимптотической формулой (7), то получим:

$$\bar{T}_{\sigma_j}(T) \approx \frac{T}{\bar{T}_j} \bar{T}_{\sigma_j} + \frac{\bar{T}_{\sigma_j}}{2} (v_j^2 - 1) = T \cdot B_j + \frac{\bar{T}_{\sigma_j}}{2} (v_j^2 - 1), \quad (15)$$

где $B_j = \frac{\bar{T}_{\sigma_j}}{\bar{T}_j} = \beta_j \bar{T}_{\sigma_j}$ – удельное время восстановления отказов j -го типа, равное нулю для сбоев.

Среднее значение затрат времени на восстановление отказов всех типов определяется как сумма средних затрат по всем типам отказов, то есть:

$$\bar{T}_{\sigma}(T) = \sum_{j=0}^m \bar{T}_{\sigma_j}(T) = \sum_{j=1}^m \bar{N}_j(T) \cdot \bar{T}_{\sigma_j}. \quad (16)$$

Если воспользоваться асимптотическим выражением (15), то:

$$\bar{T}_{\sigma}(T) \approx T \cdot B + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^m \bar{T}_{\sigma_j} (v_j^2 - 1), \quad (17)$$

где $B = \sum_{j=1}^m B_j$ – (18) удельное время восстановления отказов автомата в целом.

Дисперсия затрат времени на восстановление отказов j -го типа при наработке T :

$$D_{\sigma_j}(T) = \bar{N}_j(T) \cdot \bar{T}_{\sigma_j}^2 \cdot v_j^2 + D_{N_j}(T) \cdot \bar{T}_{\sigma_j}^2, \quad (19)$$

При выводе этой формулы был использован известный результат для процессов накопления [3].

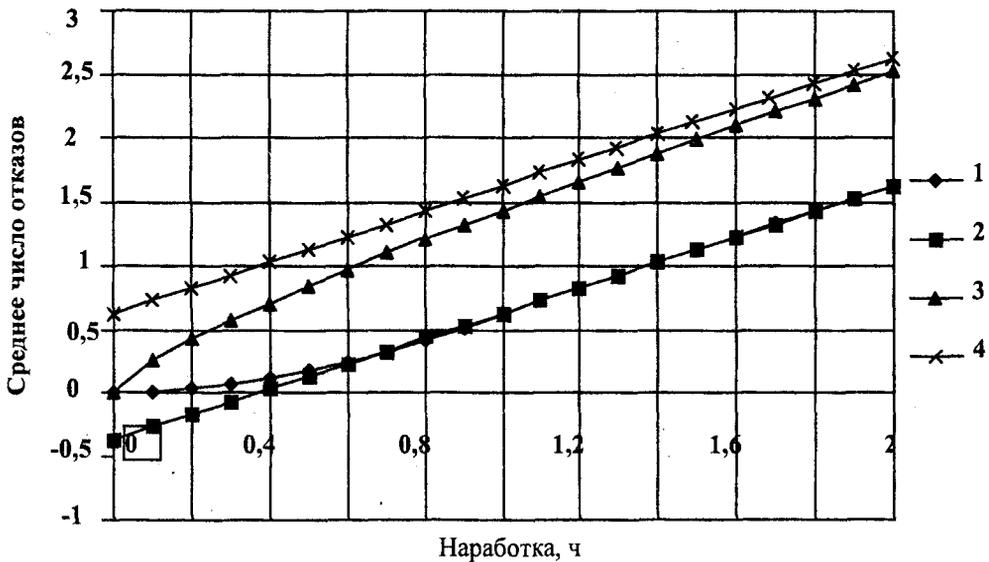


Рис. 1. - Графики зависимости среднего числа отказов от наработки для распределения наработки на отказ по закону Вейбулла

Средняя наработка на отказ 1 ч. Графики 1 и 3 соответствуют точному решению при коэффициентах вариации 0.5 и 1.5 соответственно, а 2 и 4 – асимптотическому.

Дисперсия затрат на восстановление отказов всех типов, учитывая взаимную независимость затрат $T_{ej}(T)$:

$$D_{\sigma}(T) = \sum_{j=1}^m D_{ej}(T) = \sum_{j=1}^m \bar{T}_{ej}^2 [\bar{N}_j(T) \cdot v_{ej}^2 + D_{Nj}(T)] \quad (20)$$

Если воспользоваться ранее выведенными асимптотическими формулами (7, 12, 15), то получим соответствующие асимптотические формулы и для дисперсий:

$$D_{ej}(T) \approx T \cdot d_j + c_j, \quad (21)$$

где

$$d_j = B_j \bar{T}_{ej} \cdot (v_j^2 + v_{ej}^2), \quad (22)$$

$$c_j = \bar{T}_{ej}^2 \cdot \left[\frac{1}{2}(v_j^2 - 1) \cdot v_{ej}^2 + \frac{5}{4}v_j^4 - \frac{2}{3}S_{kj} \cdot v_j^3 + \frac{1}{12} \right] \quad (23)$$

Асимптотическая формула для дисперсии суммарных затрат времени на восстановление:

$$D_{\sigma}(T) \approx T \cdot d + c, \quad (24)$$

где

$$d = \sum_{j=1}^m d_j, \quad c = \sum_{j=1}^m c_j. \quad (25)$$

Ценность для практики полученных асимптотических формул состоит в том, что они не требуют явного задания законов распределения наработок на отказ T_j и длительностей восстановления T_{ej} , которые на практике обычно не известны, а используют только их простые числовые характеристики: средние значения, коэффициенты вариации и показатели асимметрии.

Рассмотрим теперь частный случай. Если наработка на отказ j -го типа имеет показательное распределение (5), то $v_j = 1$, $S_{kj} = 2$ и тогда формулы (22, 23) значительно упростятся, то есть:

$$d_j = B_j \bar{T}_j \cdot (1 + v_{ej}^2), \quad c_j = 0. \quad (26)$$

Из-за простоты отмеченных и других формул при показательном распределении наработки на отказ их без достаточного на то оснований часто применяют и в случаях непоказательного распределения.

Оценим погрешность, которая при этом возникает. Пусть испытания проводятся до наработки $T = 3$ ч, средняя наработка на отказ j -го типа $\bar{T}_j = 1$ ч, коэффициент вариации наработки на отказ $v_j = 0,5$, асимметрия распределения наработки на отказ $S_{kj} = 1$, среднее время восстановления

отказа $\bar{T}_{ej} = 10$ мин, коэффициент вариации длительности восстановления $v_{ej} = 1,5$.

При этих исходных данных, так как $T = 3$ больше $\frac{\bar{T}_j}{v_j} = 2$, то можно пользоваться асимптотическими формулами (7, 12, 15, 17, 21-25).

В результате получаем:

- среднее число отказов $\bar{N}_j(3) = 2,63$;

- дисперсия числа отказов $D_{Nj}(3) = 0,83$;

- средние затраты времени на восстановление отказов j -го типа $\bar{T}_{ej}(3) = 0,44$ ч;

- дисперсия этих затрат времени $D_{ej}(3) = 0,19$ ч².

Если аналогичные показатели рассчитать, основываясь на показательном распределении наработки на отказ (5), для которого $v_j = 1$, $S_{kj} = 2$, то аналогичные показатели будут иметь значения:

$$\bar{N}_j(3) = 3,0; \quad D_{Nj}(3) = 3,0;$$

$$\bar{T}_{ej}(3) = 0,5 \text{ ч}; \quad D_{ej}(3) = 0,27 \text{ ч}^2,$$

что для первого показателя больше на 14%; для второго показателя больше на 260%; для третьего показателя больше на 14%; для четвертого показателя больше на 45%.

Если испытание автомата заканчивается после наработки T , то общее время испытания T_u будет не меньше наработки T из-за затрат времени на восстановление возможных отказов, то есть:

$$T_u = T + T_{\sigma}(T).$$

Среднее значение длительности испытания:

$$\bar{T}_u(T) = T + \bar{T}_{\sigma}(T) = T + \sum_{j=1}^m \bar{N}_j(T) \cdot \bar{T}_{ej}.$$

Дисперсия длительности испытания:

$$D_u(T) = D_{\sigma}(T) = \sum_{j=1}^m [\bar{N}_j(T) \cdot D_{ej} + D_{Nj}(T) \cdot \bar{T}_{ej}^2],$$

так как T не случайная величина и имеет, поэтому, нулевую дисперсию. Соответственно справедлива и асимптотическая формула (24).

При параллельном испытании партии из N автоматов длительность испытания равна большему из значений $T_u^{(i)}(t')$, где $i = (1, \dots, N)$ – номер испытываемого автомата.

Воспользуемся полученными формулами для оценки показателей надежности по типам отказов и для автоматов в целом. Пусть $N_j^{(i)}$ – число отказов j -го типа, которое было зафиксировано при испытаниях i -го автомата, тогда:

$$\hat{N}_j = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N N_j^{(i)}, \quad (27)$$

статистическое среднее число отказов j -го типа на автомат, а:

$$\hat{D}_{Nj} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (N_j^{(i)})^2 - (\hat{N}_j)^2. \quad (28)$$

статистическая дисперсия этого числа отказов.

Приравнявая теоретические средние и дисперсии (7, 12) с соответствующим статистическими величинами (27, 28), получаем систему из двух уравнений для \hat{T}_j - оценка средней наработки на отказ j -го типа \bar{T}_j - и $\hat{\nu}_j$ - оценка коэффициента вариации наработки на отказ j -го типа ν_j :

$$\frac{T}{\hat{T}_j} + \frac{1}{2}(\nu_j^2 - 1) = \hat{N}_j, \quad (29)$$

$$\frac{T}{\hat{T}_j} \nu_j^2 + \left(\frac{1}{12} + \frac{5}{4} \nu_j^4 - \frac{2}{3} S_{kj} \nu_j^3 \right) = \hat{D}_{Nj}. \quad (30)$$

Чтобы эта система имела решения, нужно выразить показатель асимметрии S_{kj} через коэффициент вариации, а это можно сделать, только если известен вид закона распределения наработки на отказ. Для закона Вейбулла, который в нашем случае с достаточной для практики точностью описывает распределение наработки на отказ для различных типов отказов, можно воспользоваться формулой (13).

Если из первого уравнения выразить T/\bar{T}_j и подставить во второе и выразить показатель асимметрии через коэффициент вариации, то после необходимых преобразований в случае гамма распределения наработки на отказ получаем биквадратное уравнение относительно ν_j :

$$\frac{7}{12} \nu_j^4 - \left(\hat{N}_j + \frac{1}{2} \right) \nu_j^2 + \hat{D}_{Nj} - \frac{1}{12} = 0. \quad (31)$$

В случае распределения Вейбулла с учетом формулы (13) получаем уравнение четвертой степени относительно ν_j :

$$\frac{5}{4} \nu_j^4 - \frac{2}{3} \nu_j^3 - \left(\hat{N}_j + \frac{1}{2} \right) \nu_j^2 - \frac{1}{12} + \hat{D}_{Nj} = 0, \quad (32)$$

которое хотя и решается в радикалах, но практически проще его решать численно, с использованием известных алгоритмов, например алгоритма Берстоу-Ньютона из справочника [5]. Уравнения (31, 32) имеют четыре корня, из которых физический смысл имеет меньший положительный.

После определения оценки $\hat{\nu}_j$ коэффициента вариации наработки на отказ в результате решения уравнения (31) или (32) и подстановки ее в уравнение (29) получаем оценку для средней наработки на отказ:

$$\hat{T}_j = \frac{T}{\hat{N}_j - 0,5(\hat{\nu}_j^2 - 1)}, \quad (33)$$

и соответственно оценку для интенсивности потока отказов $\hat{\beta}_j = 1/\hat{T}_j$.

Если наработка на отказ подчиняется показательному распределению (5), то $\nu_j = 1$ и $\hat{T}_j = T/\hat{N}_j$. Из уравнений (31, 32) следует, что необходимое условие показательного распределения наработки на отказ является равенство $\hat{N}_j \approx \hat{D}_{Nj}$.

Для оценки показателей ремонтпригодности, по каждому типу отказов необходимо в ходе испытаний фиксировать не только число отказов каждого типа, но и длительность простоев из-за каждого типа отказов. Если $T_{ej}^{(i)}(T)$ - простой i -го автомата

$$\hat{T}_{ej}(T) = \frac{1}{N} \sum_i T_{ej}^{(i)}(T)$$

-средний статистический простой автомата из-за отказов j -го типа, то оценка среднего времени восстановления отказа j -го типа получается из соотношения (14), то есть:

$$\hat{T}_{ej} = \frac{\hat{T}_{ej}(T)}{\hat{N}_j}.$$

Оценку для коэффициента вариации длительности восстановления отказа j -го типа получаем из соотношения (19), то есть:

$$\hat{\nu}_{ej} = \sqrt{\frac{\hat{D}_{ej}(T) - \hat{D}_{Nj} \cdot \hat{T}_{ej}^2}{\hat{N}_j \cdot \hat{T}_{ej}^2}}.$$

Литература

1. ГОСТ 27.410-87. Надежность в технике. Методы контроля показателей надежности и планы контрольных испытаний на надежность. - М.: Изд-во стандартов, 1988. - 109 с.
2. Гнеденко Б.В. Математические методы теории надежности/ Ю.К. Беляев, А.Д. Соловьев. - М.: Наука, 1985. - 524 с.
3. Кокс Д.Р. Теория восстановления/ В.Л. Смит. - М.: Советское радио, 1967. - 300 с.
4. Хан Г. Статистические модели в инженерных задачах/ С. Шатино. - М.: Мир, 1969. - 396 с.
5. Библиотека алгоритмов 16-506./ Справочное пособие. - М.: Советское радио, 1975. - 176 с.
6. Васин С.А. Теоретико-вероятностный анализ производительности станочных систем/ А.Н. Иноземцев, Н.И. Пасько. - Тула: Тул. гос. ун-т, 2002. - 276 с.

**ДИАГНОСТИКА И КОНТРОЛЬ КАЧЕСТВА
ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПРОДУКЦИИ**

УДК 532.5

Асп. А.В. Алехин
(Орловский государственный технический университет)
Россия, г. Орел, тел. (0862) 419849, e-mail: pmp1@ostu.ru

**К РАСЧЕТУ ДАВЛЕНИЙ В СМАЗОЧНОМ СЛОЕ
УПОРНОГО ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА**

The calculation relations and methods of numerical solution for pressure area determination in the lubrication layer of the percussion hydro-dynamic bearing are offered by the author

Текст статьи	Листинг Mathcad	Физическая интерпретация
R_1	R1	радиус внутренней окружности УГДП
R_2	R2	радиус внешней окружности УГДП
$B = R_2 - R_1$	-	ширина УГДП
γ	γ	угол наклона плоскости сегмента
h_0	h0	гарантированный осевой зазор
$h(r, \varphi)$	$h(r, \varphi)$	функция осевого зазора
ω	ω	угловая скорость вращения ротора
μ	μ	вязкость смазочной жидкости
$\Delta\varphi, \Delta r$	$\Delta\varphi, \Delta r$	шаги размерной сетки
M и N	M и N	число узлов размерной сетки в направлениях φ и r
-	$f\theta$	точность расчета на текущей итерации
ϵ	ϵ	заданная точность расчета
A, B, C, E	$A(r, \varphi), B(r, \varphi), C(r, \varphi), E(r, \varphi)$	коэффициенты в уравнении Рейнольдса
-	AA, BB, CC, EE	значения коэффициентов в уравнении Рейнольдса для текущего узла размерной сетки
a, b, c, f	a, b, c, f	коэффициенты трехдиагональной матрицы
α, β	α, β	коэффициенты матричной прогонки
p	p	давление смазочного слоя УГДП
-	p	давление смазочного слоя УГДП на предыдущей

Для компенсации осевой нагрузки в высокоскоростных турбомашинах широко используются упорные сегментные гидродинамические подшипники (рис.1). Этот факт обуславливает практическую необходимость определения их статических и динамических характеристик.

Особенностью моделирования течения для данного типа упорных подшипников является сложная геометрия опорной поверхности, что делает невозможным аналитическое решение рассматриваемой задачи. Поле давлений определяется численным интегрированием уравнения Рейнольдса для ньютоновской жидкости, которое в полярной системе

координат для постоянных свойств смазочного материала примет вид:

$$\frac{\partial}{r\partial\varphi} \left(h^3 \frac{\partial p}{r\partial\varphi} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(rh^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 6\mu\omega \frac{\partial h}{\partial\varphi}. \quad (1)$$

Расчет сводится к определению поля давлений для одной секторной колодки вследствие геометрической симметрии задачи. При этом значения координат изменяются в пределах: $0 \leq \varphi \leq \pi/2; R_1 \leq r \leq R_2$.

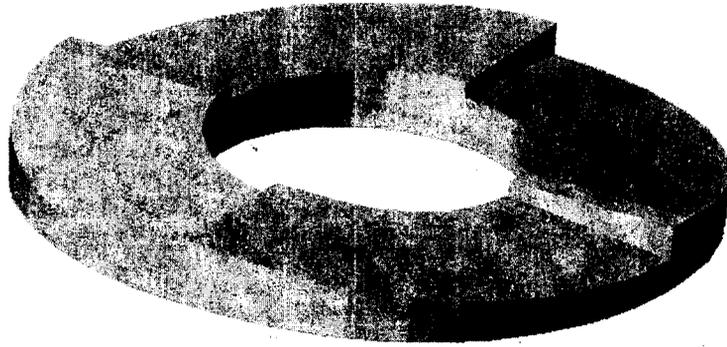


Рис. 1а. – 3D модель УГДП

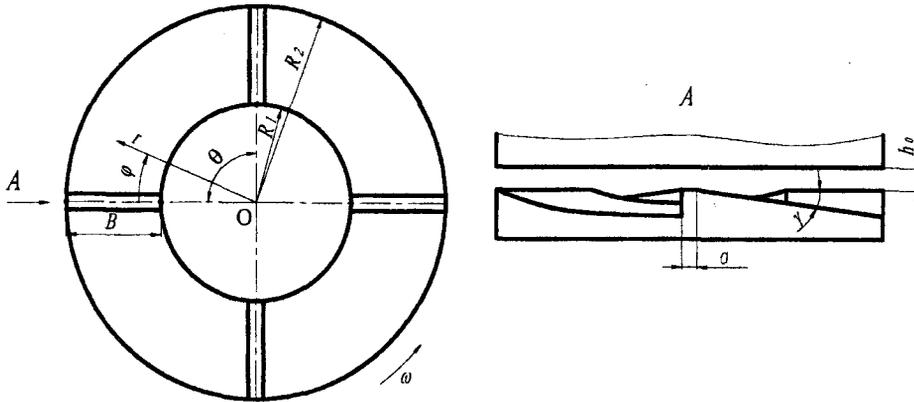


Рис. 1б. – Схема упорного гидродинамического подшипника

Расчет сводится к определению поля давлений для одной секторной колодки вследствие геометрической симметрии задачи. При этом значения координат изменяются в пределах: $0 \leq \varphi \leq \pi/2; R_1 \leq r \leq R_2$.

Функцию осевого зазора для данного типа УГДП определяем исходя из условия параллельности плоскостей пяты и подпятника:

$$h(r, \varphi) = h_0 + r \sin \varphi \tan \gamma. \quad (2)$$

Введем безразмерные параметры:

$$\begin{aligned} \bar{p} &= \frac{p}{p_0}; \quad \bar{r} = \frac{r}{R_2}; \quad \bar{R}_1 = \frac{R_1}{R_2}; \\ \bar{h} &= \frac{h}{h_0}; \quad \bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_0}; \quad \bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_0} \end{aligned} \quad (3)$$

Функцию осевого зазора в безразмерном виде примет вид:

$$\bar{h}(\bar{r}, \varphi) = 1 + \frac{R_2 \cdot \bar{r}}{h_0} \sin \varphi \tan \gamma. \quad (4)$$

Преобразуем уравнение Рейнольдса (1) к виду:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \bar{p}}{\bar{r}^2 \partial \varphi^2} + A \frac{\partial \bar{p}}{\bar{r} \partial \varphi} + \\ + B \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{r}^2} + C \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} = E, \end{aligned} \quad (5)$$

где $A = \frac{1}{\bar{h}^3} \frac{\partial \bar{h}^3}{\bar{r} \partial \varphi}$; $B = 1$; $C = \frac{1}{\bar{h}^3} \frac{\partial \bar{h}^3}{\partial \bar{r}} + \frac{1}{\bar{r}}$;

$$E = \frac{6 \mu_0 \omega_0 R_2^2}{p_0 h_0^2} \frac{\bar{r}}{\bar{h}^3} \frac{\partial \bar{h}}{\bar{r} \partial \varphi}.$$

Для решения уравнения применяем метод конечных разностей. Метод основан на сеточной дискретизации опорной поверхности и замене в уравнении производных их конечно-разностными аналогами. Дискретизация опорной поверхности подшипника скольжения осуществляется путем покрытия ее регулярной ортогональной сеткой (M×N) с шагами в соответствующих направлениях:

$$\begin{aligned} r \Delta \varphi &= r \theta / (M - 1); \quad \varphi_j = \theta (j - 1) / (M - 1); \\ \Delta r &= (R_2 - R_1) / (N - 1) \Rightarrow \Delta \bar{r} = (1 - \bar{R}_1) / (N - 1); \quad (6) \\ r_i &= \frac{R_2 - R_1}{N - 1} (i - 1) + R_1 \Rightarrow \bar{r}_i = \frac{1 - \bar{R}_1}{N - 1} (i - 1) + \bar{R}_1. \end{aligned}$$

Схема дискретизации и основные параметры УГДП представлены на рис. 2.

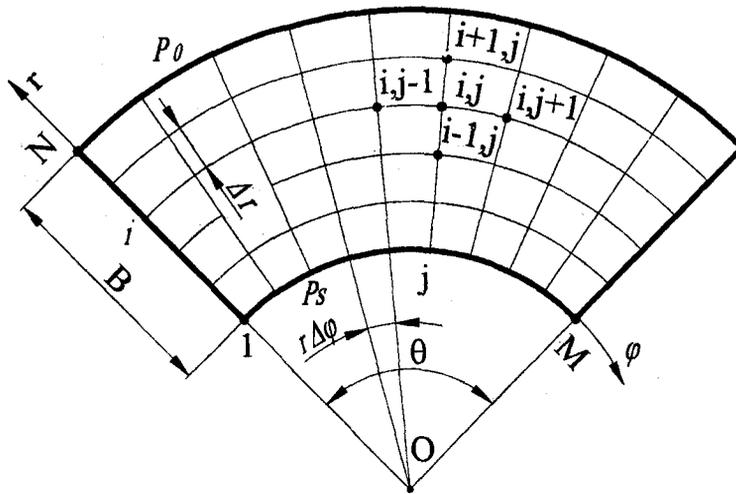


Рис. 2. – Дискретизация опорной поверхности УГДП

Проведем конечно-разностную аппроксимацию уравнения (5), используя пятиточечные вычислительные шаблоны, и перейдем от частных производных к их разностным аналогам:

$$\frac{\partial \bar{p}}{r \partial \varphi} \approx \frac{\bar{p}_{i,j+1} - \bar{p}_{i,j-1}}{2\bar{r}_i \Delta \varphi}; \quad \frac{\partial^2 \bar{p}}{\bar{r}_i^2 \partial \varphi^2} \approx \frac{\bar{p}_{i,j+1} - 2\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i,j-1}}{\bar{r}_i^2 \Delta \varphi^2}; \quad (7)$$

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial r} \approx \frac{\bar{p}_{i+1,j} - \bar{p}_{i-1,j}}{2\Delta \bar{r}}; \quad \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial r^2} \approx \frac{\bar{p}_{i+1,j} - 2\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i-1,j}}{\Delta \bar{r}^2}.$$

Запишем уравнение (5) заменяя производные их разностными аналогами:

$$\frac{\bar{p}_{i,j+1} - 2\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i,j-1}}{\bar{r}_i^2 \Delta \varphi^2} + A \frac{\bar{p}_{i,j+1} - \bar{p}_{i,j-1}}{2\bar{r}_i \Delta \varphi} + B \frac{\bar{p}_{i+1,j} - 2\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i-1,j}}{\Delta \bar{r}^2} + C \frac{\bar{p}_{i+1,j} - \bar{p}_{i-1,j}}{2\Delta \bar{r}} = E. \quad (8)$$

Решение уравнения (6) сводится к решению системы линейных алгебраических уравнений с трехдиагональной матрицей ($i = \overline{1, N}; j = \overline{1, M-1}$):

$$a_i \cdot \bar{p}_{i-1,j} - c_i \cdot \bar{p}_{i,j} + b_i \cdot \bar{p}_{i+1,j} = -f_i, \quad (9)$$

где $a_i = \bar{r}_i^2 \Delta \varphi^2 (2B - C\Delta \bar{r})$;
 $b_i = \bar{r}_i^2 \Delta \varphi^2 (2B + C\Delta \bar{r})$;
 $c_i = 4(\Delta \bar{r}^2 + B\bar{r}_i^2 \Delta \varphi^2)$;
 $f_i = 2\Delta \bar{r}^2 (\bar{p}_{i,j+1} + \bar{p}_{i,j-1}) + A\bar{r}_i \Delta \varphi \times$
 $\times \Delta \bar{r}^2 (\bar{p}_{i,j+1} - \bar{p}_{i,j-1}) - 2\bar{r}_i^2 \Delta \varphi^2 \Delta \bar{r}^2 E.$

Граничные условия формулируются заданием давления во всех точках контура колодки в безразмерной форме:

$$\bar{p}_{1,j} = 1; \bar{p}_{N,j} = \bar{p}_s; \bar{p}_{i,1} = \bar{p}_{i,M}; \quad (10)$$

$$\bar{p}_{i,2} - \bar{p}_{i,1} = \bar{p}_{i,M} - \bar{p}_{i,M-1}.$$

В качестве метода решения системы линейных алгебраических уравнений с трехдиагональной матрицей хорошо зарекомендовал себя прямой метод правой матричной прогонки. При этом решение системы может быть представлено в виде [1]:

$$\bar{p}_{i,j} = \alpha_{i+1} \cdot \bar{p}_{i+1,j} + \beta_{i+1}; \quad i = \overline{1, N-1}. \quad (11)$$

Рекуррентные соотношения для определения матричных коэффициентов:

$$\alpha_{i+1} = b_i / (c_i - \alpha_i \cdot a_i);$$

$$\beta_{i+1} = (a_i \cdot \beta_i + f_i) / (c_i - \alpha_i \cdot a_i); \quad (12)$$

$$i = \overline{1, N-1}.$$

Коэффициенты α_i и β_i находятся из сравнения граничных условий и выражения (11): $\alpha_i = 0$; $\beta_i = \bar{p}_{i,j}$. Условие сопряжения по оси j не позволяет искать решение непосредственно методом прогонки. В связи с этим применяется метод прогонки по оси i совместно с итерационным методом по оси j . Условием окончания итерационного процесса является выполнение неравенства:

$$\max \left| \frac{\overset{-пред.}{P_{i,j}} - \overset{-пред.}{P_{i,j}}}{\overset{-пред.}{P_{i,j}}} \right| \leq \varepsilon,$$

где $\overset{-пред.}{P_{i,j}}$ – давление, вычисленное на предыдущей итерации.

Предложенный алгоритм реализован в среде Mathcad (рис. 3)

```

pn := f0 ← 1
pn ← p
α1 ← 0
β1 ← p1,1
while f0 ≥ ε
  for i ∈ 1..N
    for j ∈ 1..M
      pi,j ← pni,j
    for j ∈ 1..(M-1)
      for i ∈ 1..N
        AA ← A(ri, φj)
        BB ← 1
        CC ← C(ri, φj)
        EE ← E(ri, φj)
        ai ← (ri)2 · (Δφ)2 · (2·BB - CC·Δr)
        bi ← (ri)2 · (Δφ)2 · (2·BB + CC·Δr)
        ci ← 4 · [ (Δr)2 + BB · (ri)2 · (Δφ)2 ]
        fi ←  $\begin{cases} 2 \cdot (\Delta r)^2 \cdot (p_{i,j+1} + p_{i,M-1}) + AA \cdot r_i \cdot \Delta \phi \cdot (\Delta r)^2 \cdot (p_{i,j+1} - p_{i,M-1}) - 2 \cdot (r_i)^2 \cdot (\Delta \phi)^2 \cdot (\Delta r)^2 \cdot EE & \text{if } j = 1 \\ 2 \cdot (\Delta r)^2 \cdot (p_{i,j+1} + p_{i,j-1}) + AA \cdot r_i \cdot \Delta \phi \cdot (\Delta r)^2 \cdot (p_{i,j+1} - p_{i,j-1}) - 2 \cdot (r_i)^2 \cdot (\Delta \phi)^2 \cdot (\Delta r)^2 \cdot EE & \text{otherwise} \end{cases}$ 
        for i ∈ 1..(N-1)
          αi+1 ←  $\frac{b_i}{c_i - \alpha_i \cdot a_i}$ 
          βi+1 ←  $\frac{a_i \cdot \beta_i + f_i}{c_i - \alpha_i \cdot a_i}$ 
        for i ∈ (N-1)..2
          pni,j ← αi+1 · pni+1,j + βi+1
        for i ∈ 1..N
          pni,M ← pni,1
        for i ∈ 1..N
          for j ∈ 1..M
            f0 ← max  $\left( \left| \frac{pn_{i,j} - p_{i,j}}{p_{i,j}} \right| \right)$ 
pn
    
```

Рис. 3. – Фрагмент расчетного модуля поля давлений в системе Mathcad

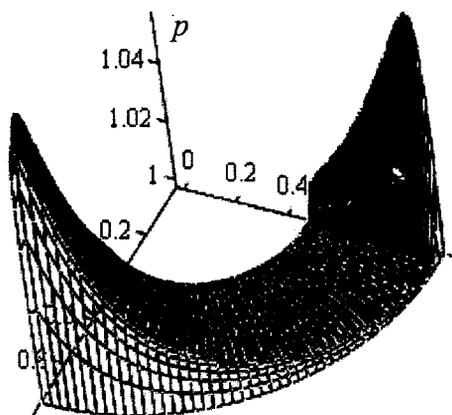


Рис. 4. – Характерная эпюра давлений для одного сегмента УГДП

Результатом расчета служит характерная эпюра давлений для УГДП (рис. 4).

Предложенные расчетные соотношения и методика численного решения позволяют получить поле давления для УГДП. Результаты расчета могут быть использованы для расчета статических и динамических характеристик УГДП.

Параметры расчета:

$$R_1 = 0,025 \text{ м}; R_2 = 0,050 \text{ м};$$

$$h_0 = 0,000025 \text{ м}; \gamma = 0,05^\circ;$$

$$p_0 = p_s = 100000 \text{ Па}; \omega = 1000 \text{ об/мин};$$

$$N = 50; M = 50; \varepsilon = 0,05$$

Литература:

1. Самарский А.А., Гулин А.В. Численные методы математической физики. – М.: Научный мир, 2000. – 316 с.

2. Подольский М.Е. Упорные подшипники скольжения: Теория и расчет. – Л.: Машиностроение, 1981. – 261 с., ил.

УДК 620.179

Д-р техн. наук проф. Б. Р. Иванов, С. Н. Савельев
(Академия Федерального агентства правительственной связи и информации)
Россия, г. Орел, тел. (0862)418203; e-mail: s_savelyev@mail.ru

МЕТОД И СРЕДСТВО ЭКСПРЕСС-КОНТРОЛЯ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПО АМПЛИТУДНО-ВРЕМЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ

To increase the reliability and time control reduction of frequency for bending fading oscillations of reinforced concrete elements a new measuring method for resonance oscillation periods is offered.

В настоящее время допусковый контроль качества железобетонных изделий резонансным методом основан на измерениях частоты и логарифмического коэффициента затухания колебаний в испытуемом изделии и сравнении полученных результатов с аналогичными параметрами эталонной конструкции или модели [1]. Данный метод испытаний позволяет регистрировать резонансную частоту колебаний с погрешностью в единицы процентов [2, 3]. При его использовании для измерения частоты колебаний в конструкциях с относительно большим логарифмическим коэффициентом затухания точность измерения принципиально ограничивается как методической, так и инструментальной погрешностями. Для исследования влияния методической погрешности на измерение частоты затухающих колебаний, было проведено моделирова-

ние процесса затухающих колебаний по программе MathCAD. Было установлено, что при экспоненциальном понижении амплитуды затухающих колебаний U_M , появляется методическая погрешность измерения длительности периода колебаний, особенно при относительно больших значениях логарифмического декремента затухания δ и пороговых напряжений $\pm U_{ПОР}$ формирователя импульсов. Данная методическая погрешность γ_M увеличивается по мере уменьшения амплитуды колебаний, и каждый последующий измеряемый период колебаний $T_{X_{j+1}}$ превосходит по длительности каждый предыдущий T_{X_j} (рис. 1).

Согласно проведенным расчетам, результаты которых приведены в таблице 1, методическая

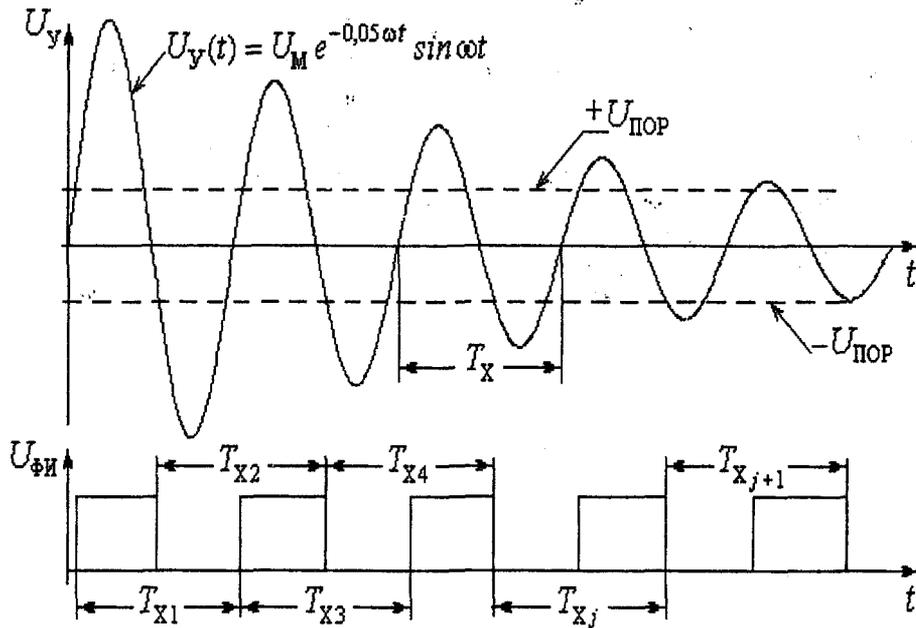


Рис. 1. – Временные диаграммы процесса затухающих колебаний

погрешность резко возрастает при установке определенной пороговых напряжений $U_{ПОР} \geq 0,1U_M$. При значениях логарифмического коэффициента затухания $\delta \geq 0,1$ практически предоставляется возможность измерения длительностей только нескольких первых (трех – четырех) периодов, так как в дальнейшем амплитуда колебаний становится ниже пороговых уровней срабатывания триггера Шмитта, на котором реализован формирователь импульсов, и формирование импульсов прекращается.

Данное обстоятельство не позволяет реализовать цифровое измерение резонансной частоты за-

тухающих колебаний методом непосредственного счета импульсов при фиксированной длительности цикла измерения.

Согласно данным, приведенным в табл. 2, на значения методической погрешности измерения периодов оказывает влияние, как форма, так и начальная амплитуда U_M затухающих колебаний. Дополнительно сказывается и отличие частоты затухающих колебаний ω от собственной резонансной частоты ω_p контролируемого изделия, обусловленное влиянием логарифмического коэффициента δ . Так, при изменении коэффициента

1. Результаты расчетов

Погрешность	Обозначения периодов колебаний								Параметры	
	T_{X1}	T_{X2}	T_{X3}	T_{X4}	T_{X5}	T_{X6}	T_{X7}	T_{X8}	$U_{ПОР} / U_M$	δ
$\gamma_{M,0}$	0,42	0,47	0,53	0,61	0,68	0,79	0,90	1,04	0,05	0,05
$\gamma_{M,0}$	0,73	0,83	0,96	1,11	1,29	1,50	1,77	2,10	0,10	0,05
$\gamma_{M,0}$	1,37	1,61	1,90	2,26	2,74	3,39	4,37	6,19	0,20	0,05
$\gamma_{M,0}$	1,22	1,59	1,88	2,43	3,23	4,28	6,70	16,8	0,05	0,10
$\gamma_{M,0}$	1,97	2,56	3,43	4,81	13,7	–	–	–	0,10	0,10

затухания δ в диапазоне от 0,05 до 0,2 относительная погрешность контроля резонансной частоты по результатам измерения частоты затухающих колебаний $\gamma_p \approx -\delta^2$ увеличивается соответственно от 0,125 до 4,0 %.

При реальных испытаниях железобетонных конструкций методом свободных колебаний нельзя измерять длительность первого периода сразу после окончания ударного импульсного воздействия, так как резонансные колебания устанавливаются с некоторой задержкой, обусловленной переходными процессами. Вследствие этого практически невозможно обеспечить высокую точность измерения частоты известными способами измерения периодов колебаний, что требует разработки новых алгоритмов цифрового измерения, позволяющих обеспечить высокоточный контроль резонансной частоты и логарифмического декремента затухания с автоматической отстройкой от мешающих факторов, к том числе от нестабильности амплитуды колебаний.

Для повышения достоверности и сокращения времени контроля частоты изгибных затухающих колебаний железобетонных изделий предлагается новый способ измерения периодов резонансных колебаний [4, 5]. Основное отличие предлагаемого способа заключается в изменении алгоритма обработки экспериментальных данных, обеспечивающего значительное повышение точности измерений при относительно больших значениях логарифмического декремента затухания колебаний δ .

Согласно предлагаемому способу, выходной сигнал датчика усиливается и сравнивается с двумя пороговыми напряжениями разной полярности $\pm U_{ПОР}$, значения которых (по модулю) должны быть значительно меньше амплитуды U_M выходного сигнала усилителя в соответствии с условием $|U_{ПОР}| \leq 0,1U_M$ (рис. 2).

При этом формируются импульсы, длитель-

ность ΔT_j каждого из которых определяется временем изменения выходного сигнала масштабирующего усилителя $U_y(t) = U_M e^{-\delta \omega t} \sin \omega t$ между двумя пороговыми напряжениями $+U_{ПОР}$ и $-U_{ПОР}$ и обратно пропорциональна мгновенной амплитуде U_{M_j} каждой полуволны затухающих колебаний:

$$\Delta T_j = \arcsin(2U_{ПОР}/\omega U_{M_j}) \approx U_{ПОР}/\pi f U_{M_j} \quad (1)$$

Уменьшение амплитуды U_{M_j} затухающих колебаний приводит к дискретному увеличению длительности ΔT_{j+1} каждого последующего импульса по сравнению с длительностью ΔT_j предыдущего, что соответствует и выражению (1). Изменение длительностей данных импульсов целесообразно использовать для коррекции результатов измерения периода ΔT_X затухающих колебаний.

Согласно графикам рис. 2, начало и конец измеряемого периода ΔT_X соответствуют середине длительности первого ΔT_1 и третьего ΔT_3 импульсов в рассматриваемом интервале измерения $\Delta T_{ИЗМ}$. Следовательно, если цикл измерения начинать по фронту любого j -го импульса и заканчивать по срезу $(j+3)$ -го импульса, то для вычисления периода можно использовать выражение вида:

$$T_X = T_A + \Delta T_2 + \Delta T_B + 0,5(\Delta T_1 + \Delta T_3), \quad (2)$$

где T_A и T_B – длительности двух пауз между импульсами (рис. 2).

В простейшем случае цифрового измерения периода посредством его заполнения импульсами высокой опорной частоты, суммируемыми в счет-

2. Погрешности измерений

Погрешность	Обозначения периодов колебаний								Параметры	
	T_{X1}	T_{X2}	T_{X3}	T_{X4}	T_{X5}	T_{X6}	T_{X7}	T_{X8}	$U_{ПОР}/U_M$	δ
$\gamma_{M,0}$	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,14	0,14	0,15	0,05	0,05
$\gamma_{M,0}$	0,13	0,14	0,14	0,15	0,16	0,18	0,20	0,24	0,10	0,05
$\gamma_{M,0}$	0,52	0,54	0,58	0,64	0,79	1,20	5,07	–	0,05	0,10
$\gamma_{M,0}$	0,59	0,67	0,85	1,55	–	–	–	–	0,10	0,10

чике, можно использовать менее точное выражение, основанное на линейной аппроксимации длительностей импульсов $\Delta T_2 \approx (\Delta T_1 + \Delta T_3) / 2$. При таком допущении не требуется выполнять операцию умножения на дробный коэффициент, и для расчета периода T_X затухающих колебаний можно использовать формулу вида:

$$T_X \approx \Delta T_1 + T_A + \Delta T_B + \Delta T_3. \quad (3)$$

Фактически при реализации формулы (3) нужно суммировать результаты измерений двух полупериодов колебаний, первый из которых начинается по фронту первого (j -го) импульса и заканчивается по фронту второго ($(j+1)$ -го), а второй полупериод колебания начинается позже – по срезу второго ($(j+1)$ -го и оканчивается по срезу третьего ($(j+2)$ -го) импульса в цикле измерения T_X (рис.2).

Длительность периода резонансных колебаний T_p связана с номинальным периодом затухающих колебаний $T_{X,НОМ}$ через коэффициент затухания $\delta < 1$:

$$T_p = T_{X,НОМ} \sqrt{1 + \delta^2},$$

поэтому относительная погрешность измерения периода резонансных колебаний по формулам (2), (3) определяется выражением:

$$\gamma_M = \frac{T_X - T_p}{T_p}. \quad (4)$$

Погрешность γ_M зависит как от относительного декремента затухания δ , так и от отношения пороговых уровней $U_{ПОР}$ к амплитуде колебаний U_M . Расчет данной погрешности при оценке длительности периода по формуле (2) выполнен по программе MathCAD, и его результаты приведены в таблице 2.

Сравнение данных из таблиц 1 и 2 показывает, что использование предложенных алгоритмов расчета позволяет значительно – от трех до восьми раз – уменьшить методическую погрешность измерения периодов T_X затухающих колебаний при одинаковых значениях параметров δ и $U_{ПОР} / U_M$.

Вычисления длительности периода колебаний T_X по формулам (2) и (3) можно реализовать в цифровой форме не только с помощью микропроцессора, но и на реверсивном счетчике, и выполнять умножение на коэффициент 0,5 посредством двукратного снижения частоты f_0 счетных импульсов.

Формирование импульсов, длительность ΔT_j каждого из которых обратно пропорциональна мгновенной амплитуде U_{Mj} каждой полуволны сигнала, позволяет реализовать не только точное измерение периодов, но и упростить вычисление относительного декремента затухающих колебаний δ .

Данное утверждение можно пояснить по графику затухающих колебаний, показанному на рисунке 3, если по оси абсцисс вместо координаты времени t откладывать значения текущей фазы $\varphi = \omega t$, выраженные в радианах. В этом случае расстояние

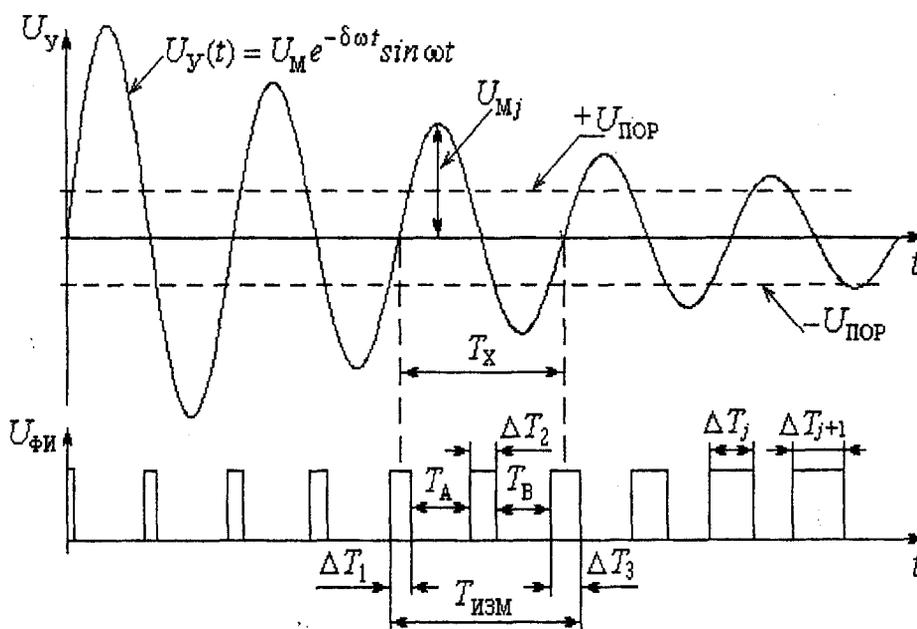


Рис.2. – Временные диаграммы процесса измерения период

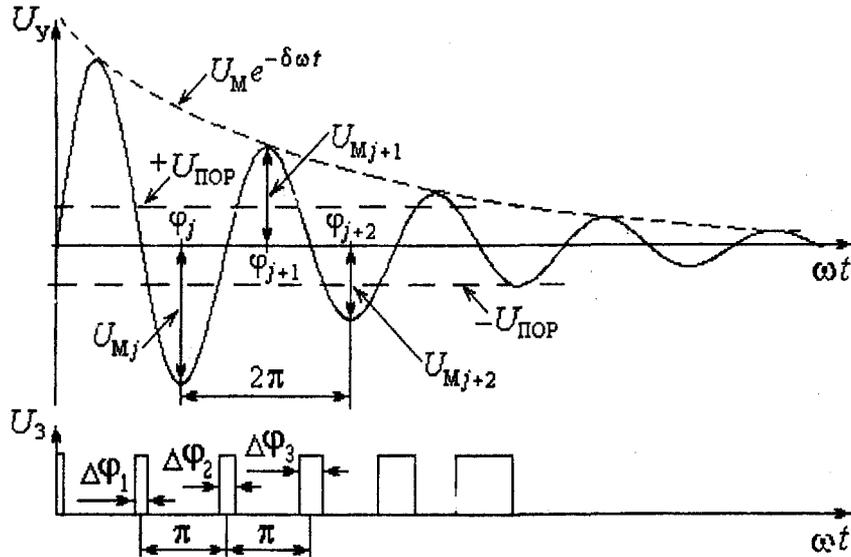


Рис. 3. – Диаграммы затухающих колебаний для расчета коэффициента δ

между однополярными амплитудами U_{M_j} и $U_{M_{j+2}}$ соседних колебаний определяется значением фазового угла $\Delta\varphi = \varphi_{j+2} - \varphi_j = 2\pi$ радиан. Учитывая, что огибающая амплитуд затухающего колебательного процесса определяется выражением $U_M(t) = U_M e^{-\delta\omega t}$, можно выразить мгновенные значения амплитуд $U_{M_j} \dots U_{M_{j+2}}$ в каждом периоде колебаний через дискретные значения текущей фазы $\Delta\varphi_j, \Delta\varphi_{j+2}$ и начальную амплитуду колебаний U_M в виде: $U_{M_j} = U_M e^{-\delta\varphi_j}$;

$$U_{M_{j+1}} = U_M e^{-\delta\varphi_{j+1}} = U_M e^{-\delta(\varphi_j + \pi)}$$

$$U_{M_{j+2}} = U_M e^{-\delta\varphi_{j+2}} = U_M e^{-\delta(\varphi_j + 2\pi)}$$

Для выделения логарифмического коэффициента затухания δ необходимо определить разность соседних однополярных амплитуд колебаний и затем выполнить операцию деления этой разности на амплитуду первого колебания:

$$\delta \approx (U_{M_j} - U_{M_{j+2}}) / 2\pi U_{M_j} = (U_M e^{-\delta\varphi_j} - U_M e^{-\delta(\varphi_j + 2\pi)}) / 2\pi U_M e^{-\delta\varphi_j} = U_M e^{-\delta\varphi_j} (1 - e^{-\delta 2\pi}) / 2\pi U_M e^{-\delta\varphi_j} \approx (1 - e^{-\delta 2\pi}) / 2\pi$$

Приближенное соотношение (5) основано на разложении в бесконечный ряд убывающей экспоненциальной функции, с учетом которого можно вычислить значение логарифмического коэффициента затухания по приближенной формуле:

$$\delta \approx (1 - e^{-2\pi\delta}) / 2\pi \approx \delta - \pi\delta^2 + 2\pi^2\delta^3 / 3 - \dots \quad (6)$$

с относительной методической погрешностью γ_δ , определяемой выражением:

$$\gamma_\delta \approx -(\pi\delta + 2\pi^2\delta^2 / 3 - \dots) \cdot 100\% \approx -\pi\delta \cdot 100\% \quad (7)$$

Для представления соотношений (5), (6) через фазовые длительности импульсов $\delta\varphi_j \dots \delta\varphi_{j+2}$ (рис. 3) необходимо их выразить через мгновенные значения амплитуд затухающих колебаний по выражениям:

$$\Delta\varphi_j = \arcsin(2U_{\text{ПОР}} / U_{M_j}) \approx 2U_{\text{ПОР}} / U_{M_j} \approx 2U_{\text{ПОР}} / U_M e^{-\delta\varphi_j} \quad (8)$$

$$\Delta\varphi_{j+1} = \arcsin(2U_{\text{ПОР}} / U_{M_{j+1}}) \approx 2U_{\text{ПОР}} / U_{M_{j+1}} \approx 2U_{\text{ПОР}} / U_M e^{-\delta(\varphi_j + \pi)}$$

$$\Delta\varphi_{j+2} = \arcsin(2U_{\text{ПОР}} / U_{M_{j+2}}) \approx 2U_{\text{ПОР}} / U_{M_{j+2}} \approx 2U_{\text{ПОР}} / U_M e^{-\delta(\varphi_j + 2\pi)}$$

Если поделить разность фазовых длительностей импульсов на их сумму, то с учетом разложения в ряд экспоненциальной функции и, произведя дальнейшие преобразования выражения можно получить выражение для приближенного расчета логарифмического коэффициента затухания δ вида:

$$\delta \approx \frac{2(\Delta\varphi_{j+1} - \Delta\varphi_j)}{\pi(\Delta\varphi_{j+1} + \Delta\varphi_j)} \approx \frac{2(\Delta T_{j+1} - \Delta T_j)}{\pi(\Delta T_{j+1} + \Delta T_j)} \approx \delta \frac{1 - \pi\delta + 2\pi^2\delta^2/3}{1 - \pi\delta + \pi^2\delta^2 - 2\pi^3\delta^3/3} \quad (9)$$

Согласно (9), при расчете коэффициента затухания колебаний нужно выполнить операцию деления разности измеряемых длительностей импульсов на их сумму. Следовательно, при реализации такого алгоритма для оценки коэффициента затухания требуется измерять цифровым способом длительность импульсов и выполнять простые арифметические операции вычитания, сложения и деления (с учетом числа π).

Литература:

1. Сехнашвили Э.А. Интегральная оценка качества и надежности предварительно напряженных конструкций. – М.: Наука, 1988. – 216 с.

2. А.с. 1516800 СССР, G01 H17/00. Способ регистрации колебаний и разделения их на компоненты/ Г.В. Слюсарев, В.И. Коробко. – Оpubл. 3.10.89, Бюл. № 39.

3. Патент 2097727 РФ, G01 M7/02. Способ неразрушающего контроля качества готового железобетонного изделия/ В.И. Коробко, Г.В. Слюсарев. – Оpubл. 27.11.97, Бюл. № 33.

4. Коробко В.И. Вибрационный контроль жесткости конструкций в виде балок и пластинок/ Н.Г. Калашиников, С.Н. Савельев// Контроль. Диагностика. Testing. Diagnostics/ Москва РОНКТД – 2002. – № 11(53). С. 49–53.

5. Богданов Н. Г. Средство экспресс-контроля качества строительных конструкций с цифровой обработкой данных/ Б. Р. Иванов, С. Н. Савельев// Материалы V-межд. конф. и выставки. Цифровая обработка сигналов и ее применение, том 2. – М.: 2003. – С. 384 – 385.

УДК 664(075)

Д-р техн. наук, проф. Н.Н. Малахов,
(Орловский государственный технический университет)
Россия, г. Орел, тел./fax (08622) 51187, e-mail: mapp@ostu.ru
канд. техн. наук. Е.Г. Папуш
(Пятигорский государственный технологический университет)
Россия, г. Пятигорск, тел./fax(87933) 30698, e-mail: mapp@ostu.ru

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ УСТОЙЧИВОСТИ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ К САМОВОЗБУЖДЕНИЮ

Methods of equation choice describing adequately models of observed and analyzed phenomena applying to the resistance estimation to self-excitation of machines and equipment on the basis of analysis of experimental data.

Одним из основных положений математики является необходимость описания физических явлений адекватными зависимостями. Используемые зависимости должны позволять исследовать все наблюдаемые на практике явления. Например, если описывать процессы диффузии уравнениями колебаний мембран, то, даже подбирая коэффициенты и вводя поправки, не удастся описать все наблюдаемые явления в широком диапазоне изменения параметров. Положение еще усложнится, если действительный процесс только кажется диффузионным, а на самом деле является более сложным и даже вообще не диффузионным. Поэтому, исследуя новую тему, необходимо, основываясь на анализе экспериментальных данных, выбрать тип уравнений, адекватно описывающих модели наблюдаемых и анализируемых явлений и имеющих универсальное применение.

Просмотр многочисленных осциллографических записей рабочих процессов в машинах и аппаратах пищевых производств – в смесительных устройствах, теплообменниках, сушилках с активным гидродинамическим слоем, ректификационных колоннах, экстракторах, ферменторах, хлебопекарных печах и др. – свидетельствуют о том, что в них не наблюдается особенностей, которые отличали бы их от записей рабочих процессов более изученных технических систем. В качестве более изученных использовались: записи давления в топках котлов, камерах сгорания двигателей, потоках, обтекающих препятствия сложной формы или текущих по трубопроводам; записи вибраций механизмов и движущихся машин металлообрабатывающих станков и др. Это позволяет считать вполне адекватным перенос представлений о структуре таких записей из более изученных областей техники на менее изученные, в частности на рабочие



процессы пищевых производств. Основным элементом этой структуры является представление изменений показателей процесса (W) в виде суммы низкочастотных и высокочастотных составляющих (\bar{W}) и (W'):

$$W = \bar{W} + W'. \quad (1)$$

Низкочастотные составляющие (\bar{W}) отождествляются с математическим ожиданием процесса или всех составляющих, из которых он складывается. Высокочастотные составляющие (W') отождествляются с шумами, вызываемыми рядом причин и складывающимися случайным образом. В ряде работ их называют флуктуациями показателя (W). Важной особенностью реализации шумов как составляющей выражения (1) является их фильтрация самой изучаемой системой. В результате фильтрации в частотном спектре шумов более или менее четко проявляются колебания на собственных частотах системы. Четкость их проявления определяется добротностью системы на соответствующих частотах или коэффициентами затухания собственных колебаний на этих частотах. Обычно в амплитудно-частотном спектре шумов над уровнем белого шума выделяются первые 2...3 низшие частоты собственных колебаний. Остальные вносят пренебрежимо малый вклад в суммарный уровень шумов.

В связи со сказанным высокочастотные составляющие показателей процесса (W') можно представить в виде:

$$W' = \sum_{j=1}^{\infty} W_j(P_n) \cdot e^{-[i\omega + \delta_j(P)]\tau},$$

где $W_j(P_n)$ – значение показателя W , зависящее от параметра (P) с индексом (n) на собственной частоте (j);

ω_j – круговая частота собственных колебаний с индексом j ;

$\delta_j(P_n)$ – коэффициент затухания колебаний на частоте j , зависящий от параметра (P_n);

τ – время,

n – индекс параметра рабочего процесса, $n = 1, 2, 3, \dots, m$.

$$i = \sqrt{-1}.$$

В соответствии с этим выражением шумы любого показателя (W') представляются в виде бесконечного ряда сумм слагаемых. Каждая сумма из m слагаемых характеризует вклад в шумы флуктуаций всех учитываемых параметров рабочего процесса, а каждый член ряда этих сумм характеризует соответствующие составляющие шумов на собственной частоте системы (ω_j). Все слагаемые

характеризуются своими коэффициентами затухания, зависящими от учитываемых параметров (P_n). В зависимости от величины коэффициента затухания составляющая шумов может иметь видимую колебательную составляющую или затухать асимптотически, т.е. без четко видимой колебательной составляющей. Как сказано выше, в этом представлении можно ограничиться двумя-тремя, а часто и одной низшими составляющими собственными частот колебаний. Последнее утверждение справедливо, если вклад более высокочастотных составляющих колебаний в их общую энергию пренебрежимо мал.

Представленную форму записи можно считать универсальной, пригодной для использования в любой отрасли машиностроения.

Что касается низкочастотной составляющей изменений показателей рабочего процесса во времени, то в качестве нее обычно используется среднее значение показателя, задаваемое и реализуемое в соответствии с основным назначением машины. Однако, в применении к анализу оптимальности режимов, представляется необходимым принять во внимание следующие известные факты.

1. Вся совокупность возможных для реализации режимов делится на допустимые и недопустимые. Недопустимые режимы реализуются при монотонном выходе параметров за некоторые значения, называемые критическими. Их реализация, как правило, сопровождается проявлением нежелательных явлений: автоколебаний, повышенных вибраций, повышенной температуры, изменением цвета поверхности и структуры материала, изменением режима движения продукта, отклонением от оптимальных значений параметров и т.п.

2. Наличие критических значений параметров в синергетике, как науке о совместном действии факторов в самоорганизующихся системах [1], трактуется как проявление бифуркаций (разветлений значений функций) при переходе через них. В частности, бифуркацией считается даже простое изменение характера движения после перехода через критическое значение параметра. В последнем случае нереализующиеся ветви бифуркационной зависимости достраиваются искусственно и считаются реализующимися в особых условиях. Проявлением бифуркаций ряд ученых пытается объяснить наличие областей допустимых и недопустимых значений параметров рабочих процессов, указанных в п. 1.

3. Представлениям о бифуркациях параметров рабочих процессов как о релейном включении новых механизмов протекания рабочего процесса при переходе через бифуркационные значения параметров противоречит экспериментально подтвержденный факт постепенного включения в работу новых механизмов. В частности, возникновению автоколебаний в топках при увеличении теплонапряженности предшествует уменьшение коэффициента затухания шумов на одной из низших соб-

ственных частот акустических колебаний в топке. Это же явление наблюдается и в целом ряде других рабочих процессов: при возникновении автоколебаний инструмента на металлорежущих станках; при переходе режима течения жидкости от ламинарного к турбулентному; при смене режимов течения жидкой пленки, обдуваемой встречным потоком газа; при дроблении капель потоком воздуха и т.п.

Экспериментальный факт, изложенный в п. 3, является основанием для того, чтобы в нашем исследовании вернуться от понятия бифуркаций рабочего процесса к понятию областей допустимых режимов работы по действующим параметрам. В этих представлениях математическое ожидание параметров рабочего процесса (\bar{W}) целесообразно представить в виде суммы по крайней мере двух составляющих:

$$\bar{W} = \bar{W}_1 + \bar{W}_2. \quad (2)$$

Одна из этих составляющих (\bar{W}_1) отражает основное назначение аппарата, а вторая (\bar{W}_2) соответствует скрытому или явному проявлению неблагоприятного режима, определяющего наличие области недопустимых значений параметров. Вторая составляющая низкочастотных изменений рабочего процесса должна изменяться от скрытой до явной формы проявления при движении из области допустимых к области недопустимых значений параметров. Аналогично высокочастотной составляющей процессов эту ее особенность целесообразно отразить введением сомножителя экспоненциального типа с коэффициентом затухания $\delta(P)$, зависящим от действующих параметров (P):

$$\bar{W}_2 = \bar{W}_{2,0} \cdot e^{-\delta(P)\tau}. \quad (3)$$

При приближении параметров режима (P) к области недопустимых значений коэффициент затухания $\delta(P)$ должен уменьшаться и принимать нулевое значение на границе этой области. В области недопустимых значений он может менять знак и увеличиваться по модулю по мере углубления в эту область, хотя в частных случаях возможен и другой характер его изменения.

Итак, приведенные выше обоснования позволяют принять для теоретических исследований устойчивости рабочих процессов машин следующую структуру выражений:

$$W = \bar{W}_1 + \bar{W}_{2,0} \cdot e^{-\delta(P_n)\tau} + \sum_{j=1}^{\infty} W_j(P_n) \cdot e^{-[i\omega + \delta_j(P_n)]\tau}, \quad (4)$$

где $n=1, 2, \dots$,

m – индекс параметра режима, для которого записывается соответствующая составляющая выражения (4).

Особенностью данного выражения является возможность описания рабочего процесса по обе стороны от границы областей допустимых и недопустимых значений параметров. Качественный вид зависимостей коэффициентов затухания $\delta(P)$ и $\delta_j(P)$ изображен на рисунке.

Выражение (4) является системой из (m) уравнений, записанных для каждого параметра P_n рабочего режима.

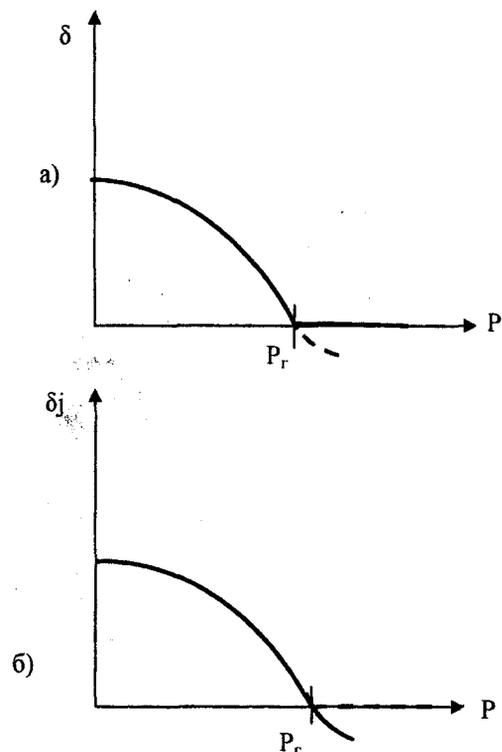


Рис. 1. – Качественный вид зависимостей коэффициента затухания функции неблагоприятных режимов δ и шумов δ_j от параметра режима P :

а – зависимость $\delta(P)$; б – зависимость $\delta_j(P)$;
 P_r – граничное значение области допустимых режимов

Переход параметров рабочих процессов через границы их допустимых значений соответствует перестройке системы уравнений (4), при которой коэффициенты затухания $\delta(P_n)$ становятся достаточно малыми, чтобы второе низкочастотное слагаемое (\bar{W}_2) стало сравнимым с первым (\bar{W}_1) или доминировало над ним. Эта ситуация обычно называется потерей устойчивости режима, в котором

ственных частот акустических колебаний в топке. Это же явление наблюдается и в целом ряде других рабочих процессов: при возникновении автоколебаний инструмента на металлорежущих станках; при переходе режима течения жидкости от ламинарного к турбулентному; при смене режимов течения жидкой пленки, обдуваемой встречным потоком газа; при дроблении капель потоком воздуха и т.п.

Экспериментальный факт, изложенный в п. 3, является основанием для того, чтобы в нашем исследовании вернуться от понятия бифуркаций рабочего процесса к понятию областей допустимых режимов работы по действующим параметрам. В этих представлениях математическое ожидание параметров рабочего процесса (\bar{W}) целесообразно представить в виде суммы по крайней мере двух составляющих:

$$\bar{W} = \bar{W}_1 + \bar{W}_2. \quad (2)$$

Одна из этих составляющих (\bar{W}_1) отражает основное назначение аппарата, а вторая (\bar{W}_2) соответствует скрытому или явному проявлению неблагоприятного режима, определяющего наличие области недопустимых значений параметров. Вторая составляющая низкочастотных изменений рабочего процесса должна изменяться от скрытой до явной формы проявления при движении из области допустимых к области недопустимых значений параметров. Аналогично высокочастотной составляющей процессов эту ее особенность целесообразно отразить вводом сомножителя экспоненциального типа с коэффициентом затухания $\delta(P)$, зависящим от действующих параметров (P):

$$\bar{W}_2 = \bar{W}_{2,0} \cdot e^{-\delta(P)\tau}. \quad (3)$$

При приближении параметров режима (P) к области недопустимых значений коэффициент затухания $\delta(P)$ должен уменьшаться и принимать нулевое значение на границе этой области. В области недопустимых значений он может менять знак и увеличиваться по модулю по мере углубления в эту область, хотя в частных случаях возможен и другой характер его изменения.

Итак, приведенные выше обоснования позволяют принять для теоретических исследований устойчивости рабочих процессов машин следующую структуру выражений:

$$W = \bar{W}_1 + \bar{W}_{2,0} \cdot e^{-\delta(P_n)\tau} + \sum_{j=1}^{\infty} W_j(P_n) \cdot e^{-[i\omega + \delta_j(P_n)]\tau}, \quad (4)$$

где $n=1, 2, \dots$,

m – индекс параметра режима, для которого записывается соответствующая составляющая выражения (4).

Особенностью данного выражения является возможность описания рабочего процесса по обе стороны от границы областей допустимых и недопустимых значений параметров. Качественный вид зависимостей коэффициентов затухания $\delta(P)$ и $\delta_j(P)$ изображен на рисунке.

Выражение (4) является системой из (m) уравнений, записанных для каждого параметра P_n рабочего режима.

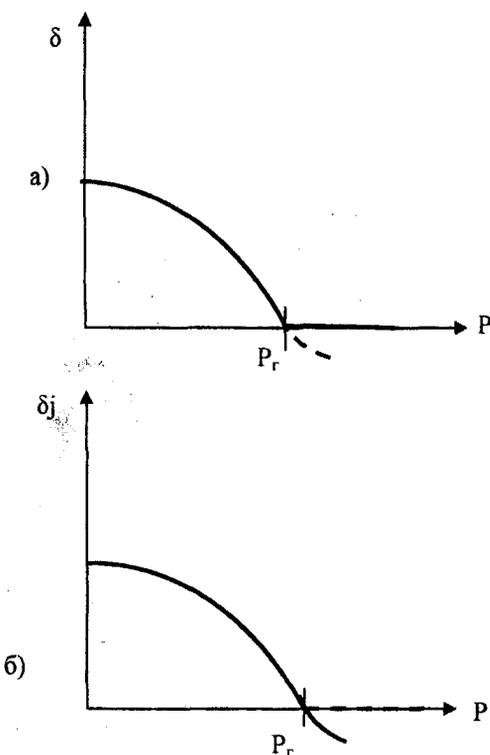


Рис.1. – Качественный вид зависимостей коэффициента затухания функции неблагоприятных режимов δ и шумов δ_j от параметра режима P :

a – зависимость $\delta(P)$; b – зависимость $\delta_j(P)$;
 P_r – граничное значение области допустимых режимов

Переход параметров рабочих процессов через границы их допустимых значений соответствует перестройке системы уравнений (4), при которой коэффициенты затухания $\delta(P_n)$ становятся достаточно малыми, чтобы второе низкочастотное слагаемое (\bar{W}_2) стало сравнимым с первым (\bar{W}_1) или доминировало над ним. Эта ситуация обычно называется потерей устойчивости режима, в котором

доминирует (\bar{W}_1), и переходу в новый устойчивый режим, в котором доминирует (\bar{W}_2).

Зависимость (4) позволяет описать все наблюдаемые явления, связанные с возникновением неустойчивости и с приближением к ее границе в пространстве действующих параметров.

Осцилляция на уровне шумов имеет место для параметров рабочего процесса, бегущие волны которых отражаются от ограждений аппарата, и этот уровень является минимальным для них. Рассмотрим вначале именно такие возмущения.

Можно утверждать, что устойчивость рабочего процесса при уровне возмущений, соответствующих шумам, является устойчивостью к предельно малым возмущениям, т.е. устойчивостью к мягкому возбуждению или к самовозбуждению. В соответствии с приведенными выше соображениями она оценивается величинами коэффициентов затухания или декрементов колебаний на уровне шумов. Техническая проблема теперь сводится к разработке методологии измерения показателей затухания шумов.

Декремент колебаний (δT) численно равен относительной диссипации энергии ($\Delta E / \bar{E}$) за период колебаний (T):

$$\delta T = \frac{\Delta E}{\bar{E}}, \quad (5)$$

где ΔE , \bar{E} – диссипация за период и среднее значение энергии колебаний в системе.

Декремент колебаний однозначно связан с добротностью колебательного контура, широко используемой в радиотехнике. Его геометрическая интерпретация – относительная ширина резонансного пика на частоте $f = \frac{1}{T}$ в амплитудно-частотном спектре шумов:

$$\delta T = \frac{\Delta f}{f}, \quad (6)$$

где Δf – ширина резонансного пика в Гц на частоте, равной половине от максимального значения амплитуды колебаний на частоте f .

Исходя из этих определений получим, что для измерения декремента колебаний на резонансной частоте f необходимо выполнить следующие действия:

- 1) измерить изменение амплитуды шумов от времени;
- 2) разложить полученную функцию в амплитудно-частотный спектр;

3) найти превышение амплитудой шумов на анализируемой резонансной частоте ее значения над сплошным уровнем белого шума;

4) определить ширину амплитудно-частотного спектра на уровне, равном 0,707 от максимального, определенного по п. 3;

5) вычислить декремент колебаний по формуле (6).

Наилучшие для последующего анализа результаты получаются, если декремент колебаний определяется автоматически и его значения, изменяющиеся во времени (τ), представляются в виде графика $\delta T(\tau)$.

Для возмущений, отражающихся от ограждений аппарата, колебания на уровне шумов имеют место всегда и для всех систем (машин), даже если в устойчивых режимах, имеющих место до и после возникновения неустойчивости, колебания параметров (кроме шумов) не регистрируются, т.е. неустойчивость развивается асимптотически. Поэтому данная методика применима для всех систем при данном виде возмущений.

Возмущения, не отражающиеся от ограждений аппарата, например температуры, не могут возбудить колебания в нем. Поэтому для них использование такого важного показателя, как декремент колебаний, невозможно. В этом случае устойчивость рабочего процесса можно прогнозировать по измерениям коэффициента затухания переходного процесса, вызванного возмущением.

Процедура оценки в этом случае может быть следующей:

- 1) в работающий аппарат вводятся возмущения, имитирующие их возникновение в реальных условиях;
- 2) регистрируется переходный процесс изменения возмущенного параметра от времени;
- 3) зарегистрированный в п. 2 процесс аппроксимируется экспоненциальной зависимостью и определяется коэффициент затухания этого процесса;
- 4) по найденной величине коэффициента затухания определяется близость фактических значений параметров рабочего процесса к границе устойчивости. На границе устойчивости его величина равна нулю $\delta = 0$.

Таким образом, при возмущениях любых параметров процедуры оценок к мягкому возбуждению колебаний оказываются похожими, хотя в одних случаях переходный процесс является колебательным, а в других – асимптотическим. В обоих случаях на границах устойчивости коэффициенты затухания оказываются равными нулю.

Литература

1. Современная прикладная теория управления: синергический подход в теории управления / Под ред. А.А. Колесникова. – Таганрог: Изд. ТРТУ, 2000. – ч.2. – 559 с.

УДК 621.36+53.082.62

Канд. техн. наук, доц. Т. И. Ногачева, асп. Н. В. Углова
(Орловский государственный технический университет)
Россия, г. Орел, тел. (0862)419874; e-mail: pms@ostu.ru

ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ ТОЛЩИНОМЕТРИЯ ПРИ СОВПАДЕНИИ ИЗОТЕРМИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТИ С ПОВЕРХНОСТЬЮ ГРАНИЦЫ РАЗДЕЛА СЛОЕВ

Three cases have been considered, for which the exact mathematical description of a thermal field inside a two-layer sample is possible. The formulas derived establish the interrelation between the thickness of layers and the temperatures on the border of the layers division and the external parts of the sample. There has been established the possibility to apply these formulas to real samples, the form of which is similar to the form of the described ones.

При термоэлектрическом методе определения толщины одного из слоев проводящего двухслойного материала о положении границы между слоями судят по значению термоЭДС, возникающей на границе слоев. Следовательно, температура на границе слоев должна быть одинаковой во всех точках, то есть положение границы слоев должно совпадать с изотермической поверхностью теплового поля в исследуемом материале. Если это условие не будет соблюдаться, то на различных участках границы будут возникать различные по значению термоЭДС, вызывающие шунтирующие токи [1, 2], приводящие к падениям напряжений, вследствие чего будет изменяться результирующая термоЭДС.

Обеспечить выполнение указанного условия можно в трех простейших идеализированных случаях, если контролируемый образец представляет собой либо двухслойную пластину неограниченной площади, либо двухслойный полый цилиндр бесконечной длины, либо двухслойную полу сферу. Толщина всех трех образцов h , также как и толщина каждого слоя, постоянна. Нормально к одной из поверхностей исследуемых образцов подводится постоянный тепловой поток Q , а от другой поверхности отводится. В условиях стационарного теплового режима, когда температура является функцией одних только пространственных координат (x, y, z) и не изменяется во времени, а каждый из слоев материала является однородной изотропной средой, на поверхностях образца, к которым подводится тепловой поток, устанавливается температура θ_1 , на границе слоев – температура θ_2 , на поверхностях, от которых отводится тепловой поток, – температура θ_3 . При этом во всех трех случаях тепловой поток, входящий в образец, будет равен выходящему тепловому потоку, то есть тепловой поток будет постоянным в любых сечениях, эквидистантных поверхностям образцов. Таким образом, тепловые процессы, происходящие в любом элементарном участке образца бесконечно малой площади поверхности, вырезанном по нормали

к ней, будут идентичны тепловым процессам во всех других участках образца, т.к. тепловой поток не пересекает боковых сторон вырезанного участка. Поэтому для математического описания распределения температурного поля внутри образцов и установления взаимосвязи между толщиной одного из слоев и температурами на границе раздела слоев и внешних поверхностях образца достаточно рассмотреть один из таких элементарных участков.

Граничными условиями при решении поставленной задачи являются: однородность и изотропность материалов слоев; отсутствие теплообмена через боковые стороны элементарного участка; постоянство температур θ_1 и θ_3 на внешних поверхностях элементарного участка, а также равенство и постоянство температур и плотностей теплового потока на поверхности соприкосновения

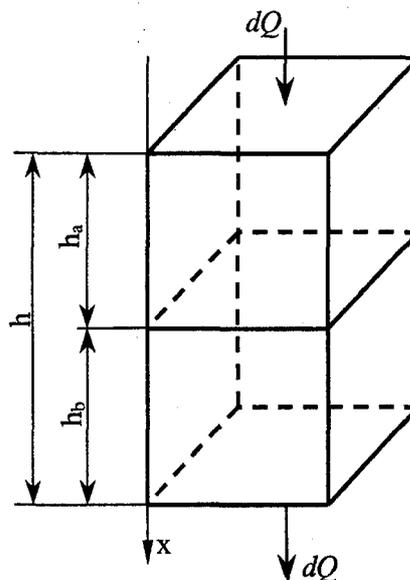


Рис. 1. – Элементарный участок dS двухслойной пластины неограниченной площади

слоев a и b контролируемого материала:

$$\Theta_{2a} = \Theta_{2b} = \Theta_2, \quad (1)$$

и

$$j = -\lambda_a \left(\frac{\partial \Theta}{\partial x} \right)_a = -\lambda_b \left(\frac{\partial \Theta}{\partial x} \right)_b, \quad (2)$$

где Θ_{2a} и Θ_{2b} – температуры нижней поверхности слоя a и верхней поверхности слоя b ;

λ_a и λ_b – теплопроводности материалов слоев a и b ;

$\left(\frac{\partial \Theta}{\partial x} \right)_a$ и $\left(\frac{\partial \Theta}{\partial x} \right)_b$ – градиенты температур в слоях a и b .

Знак минус указывает на то, что векторы теплового потока и градиента температур направлены навстречу друг другу.

Элементарный участок бесконечно малой площади dS , вырезанный по нормали к поверхности образца, представляющего собой двухслойную пластину неограниченной площади, толщиной:

$$h = h_a + h_b,$$

где h_a и h_b – толщины слоев a и b , показан на рис. 1.

Согласно закону Фурье, скалярная величина вектора теплового потока dQ , проходящего через элемент изотермической поверхности dS в направлении оси x , прямо пропорциональна градиенту температуры:

$$dQ = -\lambda \left(\frac{\partial \Theta}{\partial x} \right) dS.$$

Так как площадь и форма изотермических поверхностей dS рассматриваемого элементарного образца постоянны по всей толщине образца, то плотности тепловых потоков $j = \frac{dQ}{dS}$ в изотермических поверхностях слоев a и b равны между собой.

Тогда в соответствии с выражением (2) градиенты температур в слоях:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial \Theta}{\partial x} \right)_a &= -\frac{j}{\lambda_a}, \\ \left(\frac{\partial \Theta}{\partial x} \right)_b &= -\frac{j}{\lambda_b}. \end{aligned} \quad (3)$$

Перепад температур между верхней поверхностью слоя a и поверхностью границы раздела слоев определяется следующим образом:

$$\Theta_1 - \Theta_2 = -\int_0^{h_a} \left(\frac{\partial \Theta}{\partial x} \right)_a dx = -\left(\frac{\partial \Theta}{\partial x} \right)_a h_a. \quad (4)$$

Подставив в (4) выражение для градиента температуры в слое a (3), получим:

$$\Theta_1 - \Theta_2 = j \frac{h_a}{\lambda_a}. \quad (5)$$

Из (5) найдем выражение для температуры поверхности границы раздела слоев:

$$\Theta_2 = \Theta_1 - j \frac{h_a}{\lambda_a}. \quad (6)$$

Аналогичным образом определим перепад температур между поверхностью границы раздела слоев и нижней поверхностью слоя b :

$$\Theta_2 - \Theta_3 = -\int_{h_a}^{h_a+h_b} \left(\frac{\partial \Theta}{\partial x} \right)_b dx = j \frac{h_b}{\lambda_b}. \quad (7)$$

Из (7) найдем выражение для Θ_2 :

$$\Theta_2 = \Theta_3 + j \frac{h_b}{\lambda_b}. \quad (8)$$

Приравняв (6) и (8) и решив равенство относительно плотности теплового потока, получим:

$$j = \frac{\Theta_1 - \Theta_3}{\frac{h_a}{\lambda_a} + \frac{h_b}{\lambda_b}}. \quad (9)$$

Для упрощения написания и преобразования формул более удобно использовать не теплопроводность материалов, а обратную ей величину удельного теплового сопротивления $\rho = 1/\lambda$. Тогда выражение (9) можно представить в виде:

$$j = \frac{\Theta_1 - \Theta_3}{h_a \rho_a + h_b \rho_b}, \quad (10)$$

где ρ_a и ρ_b – удельные тепловые сопротивления материалов слоев a и b .

Подставив (10) в (6), получим:

$$\Theta_2 = \Theta_1 - \frac{(\Theta_1 - \Theta_3) h_a \rho_a}{h_a \rho_a + h_b \rho_b}. \quad (11)$$

Из выражения (11), подставив в него $h_b = h - h_a$, найдем выражение для толщины слоя a :

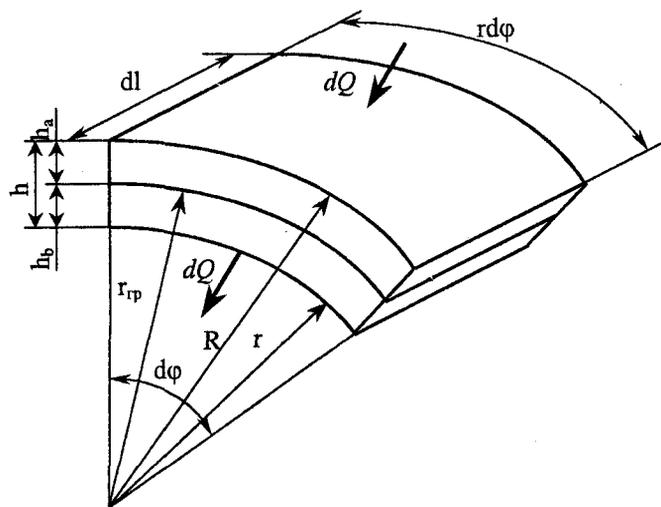


Рис. 2. – Элементарный участок dS двухслойного полого цилиндра неограниченной длины

$$h_a = \frac{h \rho_b (\Theta_1 - \Theta_2)}{\Theta_1 \rho_b + \Theta_2 (\rho_a - \rho_b) - \Theta_3 \rho_a} \quad (12)$$

Рассмотрим второй случай. Элементарный участок бесконечно малой площади dS , вырезанный в пределах элементарного угла $d\varphi$ по нормали к поверхности образца, представляющего собой двухслойный полый цилиндр неограниченной длины, приведен на рис. 2. Как и для всего цилиндра, внешняя поверхность элементарного участка описывается радиусом R , внутренняя – радиусом r , поверхность границы раздела слоев – радиусом r_{sp} . Толщина всего элементарного участка и толщины слоев a и b равны:

$$\begin{aligned} h &= R - r, \\ h_a &= R - r_{sp}, \\ h_b &= r_{sp} - r. \end{aligned} \quad (13)$$

Площадь поверхности элементарного участка:

$$dS = dl \cdot r \cdot d\varphi,$$

где dl – длина элементарного участка;
 $r \cdot d\varphi$ – длина дуги в пределах угла $d\varphi$.

Тепловой поток в любом эквидистантном коаксиальном сечении элементарного участка, как и в первом случае, остается постоянным.

$$dQ = -\left(\frac{\partial\Theta}{\partial r}\right)_a \lambda_a r_i d\varphi dl = -\left(\frac{\partial\Theta}{\partial r}\right)_b \lambda_b r_k d\varphi dl, \quad (14)$$

где $\left(\frac{\partial\Theta}{\partial r}\right)_a$ и $\left(\frac{\partial\Theta}{\partial r}\right)_b$ – градиенты температур в слоях a и b ;

r_i и r_k – радиусы, описывающие поверхности любых эквидистантных коаксиальных сечений в слоях a и b .

Плотность теплового потока в отличие от первого случая изменяется от сечения к сечению, так как изменяется площадь самих сечений.

Из выражения (14) определим градиент температур $\left(\frac{\partial\Theta}{\partial r}\right)_a$ между любыми двумя коаксиальными сечениями, расположенными на расстоянии dr друг от друга в слоях a и b :

$$\left(\frac{\partial\Theta}{\partial r}\right)_a = -\frac{dQ}{\lambda_a r_i d\varphi dl} = -\rho_a \frac{C_1}{r_i}, \quad (15)$$

$$\left(\frac{\partial\Theta}{\partial r}\right)_b = -\frac{dQ}{\lambda_b r_k d\varphi dl} = -\rho_b \frac{C_1}{r_k}, \quad (16)$$

где $C_1 = \frac{dQ}{dl d\varphi}$;

$$\rho = l / \lambda.$$

Перепад температур между внешней поверхностью слоя a и поверхностью границы раздела слоев равен:

$$\Theta_1 - \Theta_2 = -\int_{r_{sp}}^R C_1 \rho_a \frac{dr}{r_i} = C_1 \rho_a \ln \frac{R}{r_{sp}}. \quad (17)$$

Подставив в (17) $r_{sp} = R - h_a$ из (13) и решив его относительно Θ_2 , получим:

$$\Theta_2 = \Theta_1 - C_1 \rho_a \ln \frac{R}{R - h_a}. \quad (18)$$

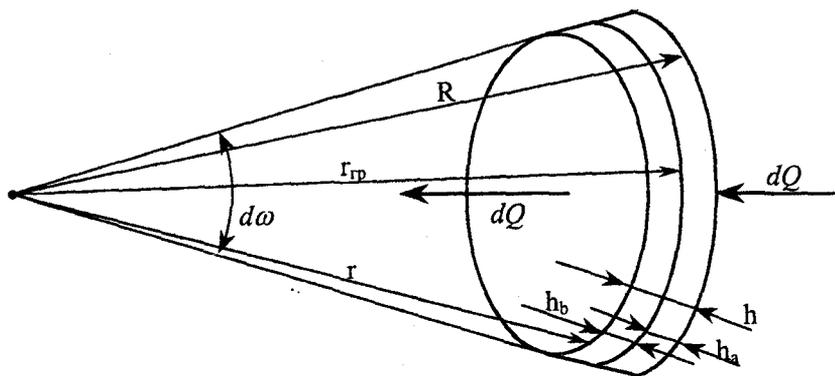


Рис. 3. – Элементарный участок dS двухслойной полой сферы

Аналогично перепад температур между поверхностью границы раздела слоев и внешней поверхностью слоя b равен:

$$\Theta_2 - \Theta_3 = - \int_r^{r_{gp}} C_1 \rho_b \frac{dr}{r_k} = C_1 \rho_b \ln \frac{R - h_a}{r}, \quad (19)$$

откуда

$$\Theta_2 = \Theta_3 + C_1 \rho_b \ln \frac{R - h_a}{r}. \quad (20)$$

Приравняв (18) и (20), найдем выражение для C_1 :

$$C_1 = \frac{\Theta_1 - \Theta_3}{\rho_a \ln \frac{R}{R - h_a} + \rho_b \ln \frac{R - h_a}{r}}. \quad (21)$$

Подставив (21) в (18) и решив его относительно толщины слоя h_a , получим:

$$h_a = R \left[1 - \exp \left(\frac{\rho_b (\Theta_1 - \Theta_2) \ln \frac{r}{R}}{\rho_a (\Theta_2 - \Theta_3) + \rho_b (\Theta_1 - \Theta_2)} \right) \right]. \quad (22)$$

Для третьего случая элементарный участок бесконечно малой площади $dS = r^2 d\omega$, вырезанной из полой двухслойной сферы в пределах бесконечно малого телесного угла $d\omega$, показан на рис. 3.

Аналогично второму случаю, внешняя поверхность элемента полой двухслойной сферы описывается радиусом R , внутренняя – радиусом r , поверхность раздела границы слоев – радиусом r_{gp} .

Толщины элементарного участка h и слоев h_a и h_b определяются выражениями (13).

Тепловой поток dQ в любом эквидистантном коаксиальном сечении элемента сферы, остается постоянным и равным:

$$dQ = - \left(\frac{\partial \Theta}{\partial r} \right)_a \lambda_a r_i^2 d\omega = - \left(\frac{\partial \Theta}{\partial r} \right)_b \lambda_b r_k^2 d\omega. \quad (23)$$

Плотность теплового потока, как и во втором случае, изменяется от сечения к сечению в соответствии с изменением площади этих сечений.

Из выражения (23) находим градиенты температур в слоях a и b :

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial \Theta}{\partial r} \right)_a &= - \frac{dQ}{\lambda_a r_i^2 d\omega} = - \frac{C_2 \rho_a}{r_i^2}, \\ \left(\frac{\partial \Theta}{\partial r} \right)_b &= - \frac{dQ}{\lambda_b r_k^2 d\omega} = - \frac{C_2 \rho_b}{r_k^2}, \end{aligned} \quad (24)$$

где $C_2 = \frac{dQ}{d\omega}$; $\rho = 1/\lambda$.

Перепад температур в слое a :

$$\Theta_1 - \Theta_2 = - \int_R^{r_{gp}} \left(\frac{\partial \Theta}{\partial r} \right)_a dr = C_2 \rho_a \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{r_{gp}} \right). \quad (25)$$

Подставив в (25) $r_{gp} = R - h_a$ из (13) и решив его относительно Θ_2 , получим:

$$\Theta_2 = \Theta_1 - \rho_a \frac{C_2 h_a}{R(R - h_a)}. \quad (26)$$

Аналогично для слоя b :

$$\Theta_2 - \Theta_3 = - \int_{r_{gp}}^r \left(\frac{\partial \Theta}{\partial r} \right)_b dr = C_2 \rho_b \left(\frac{R - r - h_a}{r(R - h_a)} \right). \quad (27)$$

и, соответственно:

$$\Theta_2 = \Theta_3 + C_2 \rho_b \frac{R - r - h_a}{r(R - h_a)}. \quad (28)$$

Приравняв (26) и (28), найдем выражение для C_2 :

$$C_2 = \frac{R(R - h_a)r(\Theta_1 - \Theta_3)}{\rho_a h_a r + \rho_b R^2 - \rho_b R h_a - \rho_b R r} \quad (29)$$

Подставив (29) в (26) и решив его относительно толщины слоя a , получим:

$$h_a = \frac{\sqrt{B^2 + 4AC} - B}{2A}, \quad (30)$$

где $A = \Theta_3 - \Theta_2$;

$$B = R \left[\Theta_2 \left(1 + \frac{\rho_b}{\rho_a} \right) - \Theta_1 \frac{\rho_b}{\rho_a} \left(1 + \frac{R}{r} \right) - \Theta_3 \right];$$

$$C = R^2 \frac{\rho_b}{\rho_a} (\Theta_1 - \Theta_3).$$

Все три выражения (12), (22) и (30), определяющие толщину слоя для элементарных участков трех рассмотренных типов образцов, справедливы и для тел в целом.

В реальных условиях приходится иметь дело с образцами конечных размеров, что приводит к на

рушению второго граничного условия. Поэтому для исключения тепловых потерь в окружающую среду через боковые стенки необходимо их теплоизолировать. Так как остальные граничные условия остаются в силе для тел конечных размеров, то обеспечение теплоизоляции торцевых поверхностей позволит использовать полученные для h_a выражения и в тех случаях, когда форма реальных тел подобна форме описанных элементарных участков.

Литература

1 Суворов Л.М. Термоэлектрический метод измерения толщины гальванических покрытий // Заводская лаборатория, 1964. - № 8. - т. 30. - с. 959-962.

2 Ногачева Т.И. Новый подход к изучению скорости износа металлов при сухом трении // Материалы Всероссийской научно-технической конференции «Диагностика веществ, изделий и устройств». - Орел: ОрелГТУ, 1999.

УДК 621.3

Канд. техн. наук Е. В. Пахолкин, Н. А. Сотникова
(Орловский государственный технический университет)
Россия, г.Орел, тел.(0862)419876; e-mai: pms35@ostu.ru

ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЗОНАХ ТРЕНИЯ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ

The work presents description of instrumental problems for friction pair diagnostics by electric methods, description of diagnostic means and condition, recommendations for means of construction principle choice.

Объекты и задачи исследований.

Анализ публикаций по вопросам трибологических исследований позволяет отметить растущий в последние годы научный и практический интерес к проблеме оценки эксплуатационных свойств смазочных материалов, в особенности, моторных масел. Актуальность данной проблемы определяется тем, что моторные масла используют для смазывания поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с целью уменьшения трения, снижения износа и предотвращения задира контактируемых поверхностей [1].

Наиболее ответственным узлом является цилиндропоршневая группа, которая влияет на долговечность ДВС, а также компрессоров, гидравлических и пневматических устройств [2]. В ДВС этот узел трения определяет основную (30 - 70 %) долю потерь на трение и около 10 % потерь энергии, выделяемой при сгорании топлива. При этом качество работы ДВС определяется не только материалами

деталей пары трения, но и свойствами смазочного материала.

Химический состав смазочного материала, его физико-механические характеристики, наличие примесей и присадок, метод смазывания - все это оказывает существенное влияние на эксплуатационные характеристики узла трения.

Современные методы контроля и диагностирования пар трения предполагают использование различных физических принципов.

Одним из перспективных направлений считается использование электрических методов. В частности, результатом работы научной школы под руководством С.Ф. Корндорфа и К.В. Подмастерьева в области неразрушающего контроля пар трения стало создание теории методов электропараметрического диагностирования опор качения [3]. Предлагаемые методы и средства позволяют эффективно решать множество задач, связанных с

оценкой технического состояния механизмов, содержащих подшипники качения.

Следует отметить, однако, что смазочные материалы, обладающие неоднородными электрическими свойствами, зависящими от большого числа различных факторов. Например, на электропроводность смазочного слоя влияет не только его толщина, но и химический состав, наличие присадок, влажность, электрические и магнитные поля [3]. Из всех перечисленных факторов, связанных непосредственно со смазочным материалом, по электрическим признакам оценивают, в основном, только толщину смазочного слоя, а влияние на электрические параметры прочих факторов изучено недостаточно.

Таким образом, существует проблема исследования возможности применения известных диагностических параметров и положений теории электропараметрического диагностирования для решения нового ряда задач, связанных с оценкой показателей качества смазочного материала. Это актуализирует дальнейшее развитие теории электрических методов диагностирования пар трения и требует проведения научных исследований, конкретные направления которых связаны с оценкой возможности определения характера протекающих в смазочном материале процессов по электрическим параметрам, с поиском зависимостей между эксплуатационными характеристиками смазочного материала и диагностическими параметрами, с изучением возможности использования известных диагностических параметров для решения прогнозных задач и др.

Краткая характеристика методов и средств трибодиагностики.

Решение рассматриваемых задач во многом зависит от качества и функциональных возможностей экспериментального оборудования. Сотрудниками кафедры «Приборостроение, метрология и сертификация» за последние годы разработаны различные технические средства трибодиагностики. Однако, большинство используемых стендов и установок характеризуются ограниченными функциональными возможностями.

Отдельные технические средства позволяют, например, осуществлять поиск локальных и макродефектов в радиальных подшипниках качения, комплексно оценивать состояние подшипника, исследовать ЭДС в зоне сухого трения. Таким образом, возникла необходимость в проведении обзорных исследований характеристик современного научно-исследовательского и испытательного оборудования, целью которых является определение основных принципов построения экспериментального оборудования, позволяющего осуществлять исследование смазочных материалов.

Главным аспектом обзора является анализ возможных схем контактирования образцов в установках для трибологических исследований, так как именно выбор схемы контакта трущихся тел в зна-

чительной степени определяет результаты трибологического эксперимента и их адекватность реальным типам узлов трения [2].

Основные схемы трения [1, 2], реализуемые в машинах и приборах для триботехнических испытаний, описаны в табл. 1. При проведении обзора кроме источников, на которые приведены ссылки, использовалась информация сайтов различных научных, производственных и коммерческих организаций (например, производственно-коммерческая группа «Гранат», ОАО «Точприбор», ОАО РНТП «Нефтехиммашсистемы», 3-д им. Малышева, корпорация Finics, компания «Naftatrade», НПК ВМПАВТО» и др.).

Схемы в таблице классифицированы в соответствии с геометрией контакта трущихся поверхностей, представлена информация об области применения схем, даны примеры их использования.

Не смотря на то, что в таблице представлен ограниченный перечень как схем трения, так и применяемого оборудования, анализ представленной информации позволяет установить, что целью типовых испытаний смазочных материалов является в основном оценка их противоизносных, противозадирных и антифрикционных свойств. Для оценки триботехнических свойств смазочных материалов (в том числе и при испытаниях по стандартным методикам) используются следующие критерии [1]:

- потери на трение, определяемые по величине момента, силы или коэффициента трения;
- нагрузка, при которой достигаются критические условия (заедание, задир, критические сила трения и температура);
- износ при различных режимах;
- критическая температура, характеризующая разрушение граничных слоев смазочного материала.

Из стандартных методов испытаний смазочных материалов и присадок широко используются метод исследования смазывающих свойств жидких и пластичных смазочных материалов на четырехшариковой машине трения по ГОСТ 9490-75, метод определения температурной стойкости смазочных материалов по ГОСТ 23.221-84.

При проведении натурных испытаний на износостойкость узла «поршень-цилиндр» контролируются сила (коэффициент) трения, толщина пленки смазочного материала, износ с учетом его топографии для каждого элемента пары трения, температура, время (ГОСТ 30480-97).

Практически все эти методы достаточно трудоемки и дорогостоящи. К тому же часто результаты испытаний, проводимых в аккредитованных испытательных лабораториях, могут отличаться от результатов, полученных при испытаниях, проводимых в условиях, приближенных к реальным [2].

Приведенная таблица наглядно иллюстрирует тот факт, что электрические методы, не смотря на

1. Обзор испытательного оборудования и реализуемых схем трения

Схема трения	Машина трения	Характеристики, применение схем и машин трения
1	2	3
Контакт по площади		
1 Вращающийся ролик – частичный вкладыш (вращающийся вал – частичный вкладыш)	Almen-Wieland	Оценивают величину нагрузки, при которой происходит возрастание момента трения (вплоть до поломки предохранительного штифта при заедании). Суммарный износ образцов определяют по потере массы образцов. Исследование граничного трения.
	СМТ-1	Машина используется для испытаний материалов и масел по схемам 1, 2, 13. Износ измеряют взвешиванием образцов либо с использованием датчиков перемещения. Исследование задиристости материалов зубчатых колес, кулачков.
	A135Amsler	Аналог СМТ-1 с меньшим диапазоном режимов нагружения. Выпускается фирмой Amsler-Wolpert (Германия).
	Nischicharas Type	Аналог СМТ-1 с меньшим диапазоном режимов нагружения. Выпускается фирмой Shimadzu (Япония).
	Установка для триботехнических испытаний	Рекомендуется в качестве оборудования для проведения испытаний материалов по ГОСТ 23.216-84. Исследование смазочных материалов для холодильных машин.
	СМЦ-2	Реализуются схемы 1, 2, 13. Исследование трения качения и скольжения, со смазкой или без нее. Моделирование работы зубчатых передач, колес ж/д транспорта, подшипников качения.
	2070СМТ-1	Машина используется для испытаний материалов и масел по схемам 1, 2, 13.
2 Вращающийся вал – втулка	УМТ-1	УМТ-1 предназначена для испытания различных фрикционных и смазочных материалов на трение и износ в широком диапазоне нагрузок и скоростей по пяти схемам. При испытаниях по схеме 2 предусмотрено как скольжение, так и возвратно-качательное движение.
	2168 УМТ	2168 УМТ реализует 8 схем, в том числе возвратно-поступательное движение образцов. Исследование фрикционных, смазочных материалов.
3 Вращающийся диск – плоский торец цилиндра	Универсальный микротрибометр УМТ-1000	УМТ-1000 (США) позволяет исследовать процессы трения, изнашивания и смазки в макро-, микро- и наномасштабе. Реализуются 8 схем, в том числе «плоскость – плоскость». Регистрируются сила и коэффициент трения, интенсивность изнашивания, контактное сопротивление, температура зоны трения, силы адгезионного взаимодействия, нагрузки. Позволяет проводить испытания различных материалов (керамика, полимеры, композиционные материалы, металлы) при сухом, граничном и жидкостном трении.
4 Плоскость – плоскость (три неподвижных образца – вращающийся диск)	АЕ-5	Исследование противозадириных свойств масел.
	МДП-1	Измерение момента трения тензометрическими преобразователями, суммарного износа – индуктивными датчиками. МДП-1 применяется для исследования трения и износа материалов, эксплуатируемых в тяжелонагруженных сопряжениях.
5 Плоскость – плоскость при возвратно-поступательном движении	Машина с возвратно-поступательным движением образца	Регистрируют силу трения и характер ее изменения по длине хода образца. Исследование противозадириных свойств материалов, критерии оценки – критическая нагрузка и температура при заедании.
	Установка для триботехнических испытаний	Используется для испытаний металлических и неметаллических материалов, рекомендуется в качестве испытательного прибора по ГОСТ 23.216-84.
	77М-1	Исследование трибосопряжений с возвратно-поступательным движением. Испытания образцов из гильз цилиндров, поршней и поршневых колец.
	ИИСТУ	Аналог 77М-1. Моделируется работа деталей ДВС.
	KEWAT-1	Исследование трибосопряжений с возвратно-поступательным движением. Обеспечивает более высокие скорости скольжения (до 4 м/с).
6 Два соосно расположенных цилиндра	УМТ-1	На УМТ-1 обеспечивается контакт двух втулок.
	МФТ-1	Измерение момента трения и износа обеспечивается индуктивными датчиками, температуры – термопарами. Исследование фрикционной теплостойкости.
7 Кольцо –плоскость	Вибрационный трибометр СРВ	Исследование контакта осциллирующего кольца и неподвижного плоского образца. Измеряется сила трения. Износ оценивается по размерам следа трения на образцах. Производство – Германия.

Продолжение таблицы 1.

1	2	3
Схемы с точечным контактом поверхностей трения		
8 Вращающийся шар – три неподвижных шара	Четырехшариковая машина ЧМТ-1	Исследование основных трибологических характеристик смазочных материалов по ГОСТ 9490-75. Предусмотрено управление температурным режимом трения.
	ЧШМ-3	Аналог ЧМТ-1.
	Машина Фалекс Роксана	Аналог ЧМТ-1.
9 Вращающийся шар – три неподвижных образца	МАСТ-1, КТ-2	На МАСТ-1 и КТ-2 реализуются схемы «вращающийся шар – три плоских образца», «вращающийся шар – три ролика», «вращающийся конический образец – три ролика».
10 Шар – плоский вращающийся диск	ДС-1	Исследование температурной стойкости смазочных материалов при постоянных нагрузке и скорости скольжения, при ступенчато повышающейся температуре образцов. Схема широко распространена при исследованиях свойств смазочных материалов.
11 Цилиндр – цилиндр	Пальчиковая машина Арчарда	Скольжение цилиндров с перпендикулярными осями. Схема обеспечивает высокие давления. Исследование режимов граничного трения.
Схемы с линейным контактом поверхностей трения		
12 Цилиндр – плоскость	Falex	Осуществляется вращение валика, зажато между плоскими образцами с лунками, поверхности которых расположены под прямым углом. Управление температурным режимом. Исследование фрикционных характеристик материалов, работающих в режиме граничного трения.
13 Ролик – ролик	СМТ-1	Исследование задиростойкости материалов при выборе материалов для подшипников качения, зубчатых колес, кулачковых механизмов. Схема реализуется также на машинах МИ-1М, Amsler, A135Amsler.
	ИИ-5018	Более совершенный аналог СМТ-1.
14 Вращающийся шар – сферический поясok на торце кольца	МАСТ-1, КТ-2	Машины предназначены для определения температурной стойкости смазочных материалов по ГОСТ 23.221–84. Оценивают предельную температуру, при которой масла теряют способность предохранять поверхности трения от заедания в условиях граничной смазки. Реализуются шесть схем, применимых для испытаний смазочных материалов для зубчатых колес, подшипников качения и скольжения, сопряжения кулачок-толкатель, сопряжений типа «цилиндр – поршневое кольцо».
15 Вращающийся конический образец – конический поясok на торце кольца	МАСТ-1, КТ-2	
16 Колодка – вращающийся цилиндр	Машина Тимкен	Исследование сил трения в трибосопряжении.
	Машина Шкода – Савина	Исследование противоизносные свойства смазочного материала. Определяется интенсивность изнашивания плоского образца по времени.

высокий уровень их развития, не находят широкого применения при исследованиях смазочных материалов. В ГОСТ 30480-97 «Методы испытаний на износостойкость. Общие требования» лишь упоминается о возможности применения метода контактной разности потенциалов. Следствием является то, что конструкции рассмотренного оборудования, в основном, не адаптированы для решения задач трибодиагностики по электрическим параметрам.

В целом, не смотря на то, что при обзоре не удалось выявить четких рекомендаций по выбору экспериментального оборудования, можно сформулировать несколько положений, объясняющих применение различных технических средств трибодиагностики.

Во-первых, существуют методы и соответствующее оборудование для исследования отдельных видов изнашивания [4]: газоабразивное изнашивание (ГОСТ 23.201), ударно-абразивное изнашивание

(ГОСТ 23.207), гидрозрозсионное изнашивание (ГОСТ 23.219) и др.

Во-вторых, иногда при испытаниях реализуются определенные режимы смазывания, например, когда достаточно воспроизвести граничный режим смазывания, так как именно в этом режиме происходит проявление антифрикционных и противоизносных свойств материалов [1]. При этом обязательно воспроизводить геометрию деталей реального узла трения и кинематику их относительного перемещения. Исследования обычно проводят по схемам, в которых реализуется контакт образцов по линии или в точке.

В-третьих, существуют установки и типовые машины трения, в которых моделируются схема контактирования и условия нагружения, приближенные к реальным. Различаются эти машины геометрией поверхностей трения сопрягаемых тел и кинематикой их относительного перемещения. В

соответствии с данными классификационными признаками можно выделить четыре группы машин трения [2]. К первой группе относятся машины трения, моделирующие условия нагружения трибосопряжений с возвратно-поступательным движением трущихся тел. Это машины трения типа МТВПД, 77М-1, МПТ-1.

Ко второй группе относятся машины трения, моделирующие режимы эксплуатации зубчатых колес, подшипников скольжения и качения, фрикционных накладок, пар трения «колесо-рельс» и других трибосопряжений. К ним относятся пальчиковая машины Арчарда, МИ-1М, СМТ-1, ИИ 5018, Almen-Wieland, Falex.

Третья группа машин трения позволяет моделировать условия нагружения материалов торцевых уплотнений, дисков сцепления, упорных подшипников, дисковых тормозов. К этой группе относятся машины трения МДП-1, МФТ-1, МПТ-1.

К четвертой группе можно отнести машины для исследования трения и изнашивания нитей, волокон, канатов, тканей и сопрягаемых с ними деталей.

Выбор схемы трения.

Выбор схемы трения должен соответствовать условиям работы пары трения «цилиндр – поршневое кольцо». При этом желательно исключить наличие скользящего токосъемника (условие реализации электрических методов).

Следует отметить, что признанного общего подхода к решению задачи выбора схемы трения при трибологических исследованиях нет. В типовых машинах трения обычно стремятся воспроизвести схему контактирования и режимы нагружения, приближенные к реальным условиям эксплуатации рассматриваемого узла трения. При этом, естественно, учитываются все виды изнашивания, характерные для исследуемого трибосопряжения. Такой подход представляется наиболее полным и объективным. Поэтому для испытания моторных масел целесообразно выбрать схему контактирования образцов, наиболее приближенную к геометрии и кинематике рассматриваемого узла ДВС.

Работу сопряжения «цилиндр – поршневое кольцо» часто имитируют схемой «плоскость–плоскость» при возвратно-поступательном движении образца [3]. Достоинства схемы:

- 1) при измерении электрических параметров зоны трения можно избежать использования скользящего токосъемника;
- 2) моделируется работа сопряжения «цилиндр – поршневое кольцо», переменный режим смазки и характерные для данного сопряжения виды изнашивания.

Избежать наличия скользящего токосъемника можно также в схемах «палец – неподвижный диск» (палец движется по поверхности диска по круговой траектории) и «вал – вкладыши» (вращающийся вал с прижатыми к нему двумя непод-

вижными вкладышами). Недостатки первой схемы, подтвержденные опытом ее применения, – сравнительная сложность конструкции, наличие дисбалансов, трудоемкость эксплуатации. Недостатки второй схемы – сложная конструкция нагружающего устройства, а также наличие двух смазочных слоев, что затрудняет описание данного вида сопряжения при математическом моделировании и составлении его электрической схемы замещения.

Таким образом, наиболее целесообразным представляется выбор схемы «плоскость – плоскость».

Выводы.

Полученные результаты обзора позволяют сделать заключение, что общего подхода к решению вопроса о выборе оборудования для триботехнических испытаний (соответственно и реализуемых схем контактирования и режимов) не выявлено.

Для проведения исследований со смазочными материалами наиболее целесообразным представляется выбор схемы трения «плоскость–плоскость» с возвратно-поступательным движением образцов, как наиболее адекватной для пары трения «цилиндр – поршневое кольцо». При этом также желательно предусмотреть возможность реализации схемы трения с точечным контактом, обеспечивающей режим граничного трения.

При разработке экспериментального оборудования необходимо учитывать опыт построения универсальных машин трения, которые позволяют реализовать несколько схем трения, различную кинематику и режимы трения, исследовать различные объекты.

Решение инструментальной проблемы трибологических исследований электрическими методами может быть достигнуто созданием специального стенда, реализованного в блочно-модульном исполнении, обеспечивающего проведение разнонаправленных, разноцелевых трибологических исследований. При этом конструкция стенда должна учитывать специфику электрических методов трибодиагностики.

Литература

1. Смазочные материалы: Антифрикционные и противоизносные свойства. Методы испытаний: Справочник / Р.М. Матвеевский, В.Л. Лапхи, И.А. Буяновский и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 224 с.: ил.
 2. Богданович П.Н., Трение и износ в машинах: Учеб. для вузов. / П.Н. Богданович, В.Я. Прушак – Мн.: Выш. шк., 1999. – 374 с.: ил.
 3. Подмастерьев К.В. Электропараметрические методы комплексного диагностирования опор качения. Монография. – М.: Машиностроение-1, 2001. – 376 с.
 4. Испытательная техника: Справочник. в 2-х кн. / Под. ред. В.В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1982 – Кн.1. 1982. – 560 с.: ил.
- Работа выполняется при поддержке РФФИ, грант №03-01-96471

УДК 620.179.1.082.7:658.58

Д-р техн. наук, проф. К. В. Подмастерьев,
Канд. техн. наук, доц. Мишин В. В.
Асп. Марков В.В.
(Орловский государственный технический университет)
Россия, г. Орел, (0862)419876, e-mail: pms35@ostu.ru

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ФУНКЦИИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ

The bearings of rolling are widely widespread elements of mechanical systems and define their reliability. At manufacturing, and repair of responsible machines and mechanisms it is necessary for operation to carry out the authentic control and forecasting of a technical condition of bearings. Sources of the initial information for these operations are results of technical diagnostics. For the description of electric resistance of the bearing and revealing of diagnostic parameters the mathematical model which is taking into account casual character of resistance of the bearing is offered.

Подшипники качения являются широко распространенными элементами механических систем и часто определяют их эксплуатационные показатели, в частности, показатели надежности. Поэтому при изготовлении, эксплуатации и ремонте ответственных машин и механизмов необходимо осуществлять достоверный контроль и прогнозирование технического состояния подшипников. Источником исходной информации для этих операций являются результаты технической диагностики.

Наиболее достоверную информацию о техническом состоянии подшипника качения дает величина его электрического сопротивления [1]. Числовые характеристики функции распределения сопротивления обеспечивают количественную оценку состояния подшипника, и поэтому могут быть использованы в качестве диагностических параметров. В процессе решения данной задачи необходимо установить взаимосвязь внутренних параметров подшипника и режимов его эксплуатации с видом функции распределения сопротивления.

Для решения этой задачи разработана математическая модель электрического сопротивления подшипника качения, основные теоретические положения которой изложены в работах [2, 3].

Англиз взаимосвязей внутренних параметров подшипника (шероховатость, макроотклонения, толщина смазочной пленки) и параметров режимов эксплуатации (нагрузка, частота вращения, температура) с электрическим сопротивлением позволил установить, что первичным фактором математической модели является высота микронеровностей рабочих поверхностей тел и дорожек качения подшипника. Микронеровности образуются при изготовлении деталей подшипника, и их высота является случайной величиной, вид закона распределения которой определяется технологическими режимами механической обработки. При шлифовании высота микронеровностей деталей может быть описана

нормальным законом распределения вероятности. Поэтому дифференциальная функция распределения высоты микронеровностей рабочих поверхностей деталей подшипника будет иметь следующий вид:

$$f(h) = \frac{1}{1,25 R_a \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(h - [R_{max} - R_p])^2}{2,5 \cdot R_a^2}}, \quad (1)$$

где R_{max} – наибольшая приведенная высота неровностей;

R_p – приведенная высота сглаживания;

R_a – приведенное среднее квадратическое отклонение профиля от средней линии;

h – высота неровностей (ордината профилограммы).

Приведенные параметры шероховатости (R_{max} , R_p , R_a) учитывают контактирование в подшипнике двух шероховатых поверхностей:

$$R_{max} = R_{max1} + R_{max2},$$

$$R_p = R_{p1} + R_{p2}, \quad (2)$$

$$R_a = \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}.$$

В этих выражениях индексами 1 и 2 отмечены параметры шероховатости для первой и второй контактирующих поверхностей.

Случайный характер высоты микронеровностей обуславливает случайный характер сближения рабочих поверхностей деталей подшипника. Поэтому сближение может быть выражено как функция высоты микронеровностей. Дифференциальная функция распределения сближения будет иметь вид:

$$g(y) = \frac{1}{1,25 R_a \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(y - R_p)^2}{2,5 \cdot R_a^2}}, \quad (3)$$

где y – сближение рабочих поверхностей деталей подшипника.

Сближение рабочих поверхностей деталей подшипника определяет фактическую площадь контакта и число вероятных контактов в нем. Через эти параметры оно оказывает влияние на электрическое сопротивление подшипника. Поэтому все перечисленные параметры также будут случайными. Дифференциальные функции распределения фактической площади контакта и числа вероятных контактов в подшипнике будут иметь следующий вид:

$$g(A_r^*) = \left(\frac{1}{a_1}\right)^{1/m_1} \frac{A_r^{(1/m_1 - 1)}}{m_1} \times \left[\left(\frac{A_r}{a_1}\right)^{1/m_1} - R_p\right]^2, \quad (4)$$

$$\times \frac{1}{1,25 R_a \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\left[\left(\frac{A_r}{a_1}\right)^{1/m_1} - R_p\right]^2}{2,5 R_a^2}}$$

$$g(z) = \left(\frac{1}{a_2}\right)^{1/m_2} \frac{z^{(1/m_2 - 1)}}{m_2} \times \left[\left(\frac{z}{a_2}\right)^{1/m_2} - R_p\right]^2, \quad (5)$$

$$\times \frac{1}{1,25 R_a \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\left[\left(\frac{z}{a_2}\right)^{1/m_2} - R_p\right]^2}{2,5 R_a^2}}$$

где a_1, a_2 – коэффициенты, учитывающие геометрические параметры рабочих поверхностей деталей подшипника и нагрузку на него;

m_1, m_2 – коэффициенты, учитывающие способы обработки деталей подшипника;

A_r – фактическая площадь контакта;

z – число вероятных контактов в подшипнике.

Коэффициенты a_1 и a_2 выражены следующими зависимостями:

$$a_1 = \frac{n_a n_b}{n_\delta} A_c \frac{r}{r_{np} + r_{non}} N_1 N_2 K_1, \quad (6)$$

$$a_2 = \frac{A_c b^2 v^2 (v - 1)^2}{\pi \cdot R_z^{2v}} K_2, \quad (7)$$

где n_a, n_b, n_δ – коэффициенты, зависящие от главных кривизн соприкасающихся тел;

A_c – контурная площадь контакта;

r_{np}, r_{non} – соответственно, радиусы закругления вершин неровностей в продольном и поперечном направлениях;

r – приведенный радиус закругления вершин неровностей;

N_1, N_2 – коэффициенты, учитывающие качество обработки поверхностей;

K_1, K_2 – коэффициенты, учитывающие способ обработки поверхностей;

y – сближение поверхностей;

R_z – приведенная высота микронеровностей по 10 точкам.

В отличие от существующих математических моделей [1], разработанная модель позволяет получить дифференциальную функцию распределения электрического сопротивления как комбинацию функций распределения фактической площади контакта и числа вероятных контактов. Модель использует также функции распределения нагрузки, толщины смазочной пленки и других параметров в зависимости от реального положения тел качения в некоторые моменты времени. Вид и значения данных функций прямо или косвенно определяются геометрией рабочих поверхностей подшипника.

После математических преобразований получены выражения для описания дифференциальной функции распределения сопротивления подшипника.

Дифференциальная функция распределения сопротивления подшипника для режима граничного трения имеет следующий вид:

$$g(R_{\Pi}) = \frac{1}{R_{\Pi}^2} \sum_{i=1}^n g\left(\frac{1}{R_{\Sigma i}}\right), \quad (8)$$

где R_{Π} – сопротивление подшипника;

$g(1/R_{\Sigma i})$ – дифференциальная функция распределения проводимости одновременного контакта i -того тела качения с кольцами подшипника;

n – число нагруженных тел качения подшипника.

Дифференциальная функция распределения сопротивления подшипника для режима смешанного трения имеет вид:

$$g(R_{CM}) = \frac{\rho_{CM}}{\rho} \frac{h}{a} \frac{A_r}{A_c - A_r} \times \frac{1}{R_{\Pi}^2} \sum_{i=1}^n g\left(\frac{1}{R_{\Sigma i}}\right), \quad (9)$$

где R_{CM} – сопротивление смазочной пленки;

ρ, ρ_{CM} – соответственно, удельные электрические сопротивления металла и смазочной пленки;

h – минимальная толщина смазочной пленки;

a – радиус пятна контакта.

Для определения дифференциальной функции распределения проводимости одновременного контакта i -того тела качения с кольцами подшипника получено следующее выражение:

$$g\left(\frac{1}{R_{\Sigma i}}\right) = g(G_i) = \int_0^{G_i} g_1(z^*) g_2(A_r^*) dz^*, \quad (10)$$

где $g_1(z^*)$ и $g_2(A_r^*)$ – дифференциальные функции распределения переменных z^* и A_r^* , математическое описание которых имеет вид:

$$g_1(z^*) = 2 z^* \left(\frac{1}{a_2} \right)^{1/m_2} \times \left(z^* \right)^{\left(\frac{1}{m_2} - 1 \right)} x_3 e^{-\frac{x_1^2}{2,5 \cdot R_a^2}} \quad (11)$$

$$g_2(A_r^*) = 2\pi \rho^2 A_r^* \left(\frac{1}{a_1} \right)^{1/m_1} \times \left(\pi \rho^2 (A_r^*)^2 \right)^{\left(\frac{1}{m_1} - 1 \right)} x_3 e^{-\frac{x_2^2}{2,5 \cdot R_a^2}} \quad (12)$$

где x_1, x_2, x_3 – вспомогательные переменные, определяемые из выражений:

$$\begin{aligned} x_1 &= \left(\frac{z^*}{a_2} \right)^{1/m_2} - R_p, \\ x_2 &= \left(\frac{\pi \rho^2 (A_r^*)^2}{a_1} \right)^{1/m_1} - R_p, \\ x_3 &= \frac{1}{1,25 R_a \sqrt{2\pi}}. \end{aligned} \quad (13)$$

Таким образом, для получения дифференциальной функции распределения сопротивления подшипника необходимо, прежде всего, задать его геометрические параметры, а также параметры шероховатости рабочих поверхностей дорожек и тел качения. Затем для данного подшипника определяют функцию распределения нагрузки, которая необходима при расчетах промежуточных параметров и коэффициентов, используемых в математической модели (контурная площадь контакта, размеры большой и малой полуосей эллипса контакта, толщина смазочной пленки и т.п.). После этого вычисляют дифференциальные функции распределения фактической площади контакта и числа вероятных контактов, которые используют для расчета дифференциальной функции распределения сопротивления одновременного контакта тела качения с кольцами подшипника. Полученные зависимости используют при получении дифференциальной функции распределения сопротивления подшипника для режимов граничного и смешанного трения.

Результаты математического моделирования легли в основу численного эксперимента, основной целью которого является проверка степени соответствия значений числовых характеристик дифференциальной функции распределения сопротивления подшипника, вычисленных теоретически, их реальным значениям, измеренным у подшипника при определенных значениях его внутренних параметров и режимов эксплуатации.

Разработанная математическая модель может быть признана достоверной, если результаты числен-

ного эксперимента будут соответствовать зависимостям, полученным при экспериментальных исследованиях функции распределения сопротивления подшипника. Проведен анализ экспериментально полученных зависимостей значений числовых характеристик функции распределения сопротивления подшипника от параметров режимов его эксплуатации (частота вращения, период приработки, температура) и поставлена задача проведения необходимых теоретических исследований.

Численный эксперимент включает в себя целый ряд исследовательских задач, к числу которых относятся:

- определение вида дифференциальных функций распределения высоты микронеровностей рабочих поверхностей подшипника и их сближения;
- исследование влияния высоты микронеровностей на дифференциальную функцию распределения фактической площади контакта;
- исследование влияния высоты микронеровностей на дифференциальную функцию распределения числа вероятных контактов;
- исследование влияния высоты микронеровностей на дифференциальную функцию распределения сопротивления подшипника для режимов граничного и смешанного трения;
- получение числовых характеристик дифференциальной функции распределения сопротивления;
- анализ влияния геометрических параметров подшипника и параметров режимов его эксплуатации на числовые характеристики функции распределения сопротивления;
- синтез диагностических параметров.

Для решения рассмотренных задач в среде MathCAD-2000 разработана программа, использование которой позволяет оценить степень соответствия теоретических значений числовых характеристик функции распределения сопротивления подшипника их действительным значениям, полученным экспериментально, и, тем самым, проверить эффективность разработанной математической модели.

Литература

- 1 Подмастерьев К.В. *Электронпараметрические методы комплексного диагностирования опор качения.* – М.: Машиностроение-1, 2001. – 376 с.: ил.
- 2 Подмастерьев К.В., Мишин В.В., Пахолкин Е.В., Марков В.В. *Математическое моделирование электрического сопротивления подшипника качения // 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.
- 3 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.

Адрес серии «Машиностроение. Приборостроение»
302029 Орел, ш-се. Наугорское 29
Кафедра ТМСИ
тел: (0862) 41-98-77, 41-98-18
e-mail: tmsi@ostu.ru, upk@ostu.ru

Журнал публикует статьи по широкому спектру проблем в следующих областях: упрочняющая, абразивная, лезвийная физико-техническая обработка материалов и изделий, технология машиностроения и приборостроения, диагностика и контроль качества продукции, информационно-измерительная техника, приборы и системы автоматического управления, информатика и компьютерные технологии в инженерном деле.

Журнал открыт для рекламы, оплата — на договорной основе.

Объем материала, предлагаемого к публикации, измеряется страницами текста, напечатанного на листах формата А4, и, как правило, не должен превышать семи страниц для статьи, двух - для краткого сообщения, одной - для рекламного объявления. Материал принимается в **файловом виде** по электронной почте или на дискетах 3,5 дюйма, выполненный в любом из текстовых редакторов Word без форматирования, с приложением распечатки.

ОБЯЗАТЕЛЬНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЬИ:

Размер шрифта 10 пт. (пунктов), междустрочный интервал 1, поля – сверху и снизу, по 25 мм слева – 30 мм, справа 15 мм.

Рисунки представляются в черно-белом виде, преимущественно в одном из форматов приложений Microsoft (Word, Excel, Power Point или в форматах .gif, .wmf, .jpg). В порядке исключения допускается представление рисунков, выполненных качественно тушью.

Формулы: размеры - обычный - 10пт, крупный индекс - 8пт, мелкий индекс - 5 пт, крупный символ - 14 пт, мелкий символ - 10пт; стиль всех символов наклонный.

В редакцию представляются:

1. Текст публикации.
2. Реферат (8—12 строк) на русском и английском языке.
3. Заглавие статьи, фамилии и инициалы авторов — на русском и английском языке..
4. Экспертное заключение о возможности опубликования.
5. Рецензия.
6. Сведения об авторах.

К обязательным элементам оформления статьи относятся: индекс УДК, инициалы и фамилии авторов, название высшего учебного заведения (организации), заглавие, аннотация (5—7 строк), название вуза (организации) — полное, в соответствии с последней редакцией устава.

В тексте все сокращения, за исключением общепринятых, расписываются. Физический смысл символов в формулах объясняется. Значения физических величин приводятся в единицах СИ или разрешенных к употреблению наравне с ними. Буквенные обозначения, цифры, знаки и их расположение должны быть четкими и различимыми.

Список использованной литературы оформляется согласно ГОСТ 7.1 — 84 "Библиографическое описание документа". Нумерация позиций — согласно очередности ссылок в тексте.

Иллюстрации выполняются с учетом последующего воспроизведения средствами оперативной полиграфии: штриховые (чертежи, схемы, графики, технические рисунки) — в соответствии с требованиями ЕСКД — программно, с использованием графических редакторов.

Реферат оформляется в соответствии с правилами ВИНТИ.

Сведения об авторах должны содержать: фамилию, имя, отчество, должность, название кафедры и вуза, ученую степень и звание, домашний адрес, номера служебного и домашнего телефонов, а при возможности — E-mail.

Датой поступления статьи считается последняя после доработки.

Образец оформления статьи

УДК ????.???.??

Пробел 12 пт

*Д-р техн. наук проф. Иванов А. А., канд. техн. наук Петров В. В.
(Орловский государственный технический университет)
г.Орел, тел.(0862)419877; e-mail: tmsi@ostu.ru*

Пробел 12 пт

Через 1 интервал
12 пт

Название статьи 16 пт, полужирный по центру

Пробел 10 пт

Реферат на английском языке 5-7 строк 10 пт выравнивание по ширине, отступ красной строки 0,5 мм (никаких других отступов не допускается)

Пробел 10 пт

Статья до 7 страниц Times New Roman 10 пт выравнивание по ширине отступ красной строки 0,5 мм (никаких других отступов не допускается)

Рисунок по центру статьи, положение перед текстом

Рис. 1. Название рисунка (10 пт курсив, полужирный, форматирование по центру)