

М. И. Михайлов

**ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ
СБОРНОГО РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА**

**Гомель
ГГТУ им. П. О. Сухого
2016**

УДК 621.9.02-192

Михайлов, М. И. Повышение надежности сборного режущего инструмента / М. И. Михайлов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – 272 с. : ил. – ISBN 978-985-535-317-2.

Представлены результаты исследований надежности сборных металлорежущих инструментов. Изложены методики расчета показателей надежности для различных видов резервирования. Приведены конструкции режущих инструментов повышенной надежности.

Для научных сотрудников, инженеров, аспирантов, магистрантов и студентов, занимающихся исследованием и проектированием сборных металлорежущих инструментов.

Табл. 33, ил. 106, список лит. – 203 назв.

Рецензенты: зам. начальника отд-ния технологий машиностроения и технолог. оборудования Объед. ин-та машиностроения НАН Беларуси
д-р техн. наук, доц. *В. И. Жорник*;
проф. каф. «Технология машиностроения» БНТУ д-р техн. наук,
проф. *И. А. Каштальян*

*Рекомендовано к изданию Советом ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 8 от 25.04.2016 г.)*

ISBN 978-985-535-317-2

© Михайлов М. И., 2016
© Оформление. Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», 2016

Оглавление

Введение.....	5
1. Общие положения надежности сборного инструмента	10
1.1. Критерии надежности сборного инструмента	10
1.2. Оценка надежности инструментальной наладки	16
2. Надежность сборного инструмента по критерию геометрической точности	30
2.1. Вероятностная точность позиционирования сменных многогранных пластин.....	30
2.2. Размерный анализ статистической точности сборного инструмента	34
2.3. Точность расположения формообразующих кромок сменных многогранных пластин с заданной вероятностью	38
3. Надежность сборного инструмента в условиях статических нагрузок.....	45
3.1. Основные соотношения статического состояния зуба инструмента	45
3.2. Структурное моделирование статической точности сборного инструмента.....	62
3.3. Влияние условий контакта сменных многогранных пластин с корпусом сборного резца на статические показатели надежности.....	75
3.4. Влияние конструктивных параметров внутренних сборных резбонарезных фрез на показатели их статической надежности.....	84
3.5. Влияние конструктивных параметров осевого инструмента на статические показатели его надежности	97
3.6. Экспериментальные исследования статической точности рабочей части сборного металлорежущего инструмента	102
4. Надежность сборного инструмента в условиях динамических нагрузок.....	115
4.1. Собственные частоты инструмента	115
4.2. Численная модель собственных частот	131
4.3. Виртуальная динамическая оценка надежности инструментов по их собственным частотам	134

5. Пути повышения надежности сборного инструмента	138
5.1. Резервирование режущих инструментов.....	138
5.2. Временное резервирование в системе инструментообеспечения станка.....	143
5.3. Конструкционное резервирование.....	155
5.4. Резервирование с восстановлением	175
5.5. Нагрузочное резервирование инструмента	187
5.6. Технологические методы повышения надежности сборного инструмента.....	194
6. Диагностика состояния сборного инструмента	220
6.1. Выбор параметров диагностики.....	221
6.2. Оценка параметров диагностики	225
7. Оптимизация параметров сменных многогранных пластин инструмента	233
8. Экономическая эффективность повышения надежности	242
Литература	247
Приложения	263

ВВЕДЕНИЕ

Переориентация промышленности на выпуск широкого ассортимента продукции малыми сериями (партиями), в совокупности с постоянным снижением трудовых ресурсов европейских государств, привела к изменению использованных ранее форм организации производства и применяемого оборудования, т. е. к переходу от автоматизированных систем на основе аналогового управления к системам с числовым программным управлением (ЧПУ).

Известно также, что в структуре времени обработки деталей на основе традиционных технологий доля основного времени составляет только около 30 %, а оставшаяся часть приходится на вспомогательное и подготовительно-заключительное время ([1]–[5] и др.). Обобщив полученные в этих работах результаты, можно выделить удельные производственные и непроизводственные затраты времени (табл. В.1).

Таблица В.1

Удельные затраты времени при обработке на станках с ЧПУ

Виды затрат времени		Относительные затраты времени, %
Производственные	Смена режущих инструментов	7
	Переналадка оборудования	7
	Установка заготовок и снятие деталей	4
	Обработка	8
Непроизводственные	Выходные и праздничные дни	28
	Отсутствие рабочих второй и третьей смен	40
	Простои (плановые и внеплановые)	6

Анализ табл. В.1 позволяет сделать вывод, что основные резервы уменьшения потерь времени при обработке на станках с ЧПУ, позволяющие работать в выходные дни, а также во вторую и третью смены, заключены в повышении степени их автоматизации и оптимизации системы инструментообеспечения.

Приемы, связанные с работой режущего инструмента, занимают в сумме 4,7 % времени работы оператора токарных станков и 3,9 % – оператора многоцелевых станков. Эти приемы, как правило, занима-

ют мало времени, но их требуется выполнять очень часто. Например, на токарном станке с ЧПУ коррекция размеров производится примерно восемь раз в смену, удаление стружки с инструмента и детали – 24 раза в смену [1].

Некоторые сведения о времени простоев и ремонтов гибких производственных модулей (ГПМ) в зависимости от отказов различных его узлов и систем приведены в табл. В.2.

Восстановление работоспособности режущего инструмента не требует больших затрат времени (обычно не более 4 % общего фонда времени), однако постоянное присутствие оператора в этом случае обязательно, что снижает эффективность работы как ГПМ, так и гибких производственных систем (ГПС). Несвоевременное обнаружение отказов инструмента может иметь самые различные последствия – от появления брака до аварии станка и т. д. Изнашивание режущих кромок инструмента часто сопровождается их разрушением. При этом диапазоны рассеяния периода стойкости инструмента составляют значительные величины (в отдельных случаях 200 % и более).

Таблица В.2

Относительные времена ремонтов и простоев ГПМ

Узел, система ГПМ	Относительная частота отказов, %	Относительное время простоев, %	Относительное время ремонта, %
Шпиндельный узел	8	15	46
Система управления	44	64	30
Двигатель главного движения	7	8	20
Режущий инструмент	41	13	4

Это явление также носит случайный характер, и предсказать его можно только с некоторой вероятностью. Причинами разрушения зуба инструмента могут быть: микротрещины в режущем элементе, полученные при его изготовлении, нестабильность качества системы крепления СМП, низкая демпфирующая способность инструмента и т. п. [1], [2].

Как известно, эффективность работы автоматизированного производства зависит от организации технологического процесса, т. е. от формирования и реализации потоков деталей и инструментов, а также от степени согласованности их взаимодействия. В свою очередь,

потоки инструментов зависят от рациональных систем инструментообеспечения (СИО), которые формируются в зависимости от степени интеграции оборудования, и их можно разделить на инструментообеспечение станков с ЧПУ, инструментообеспечение гибких производственных модулей (ГПМ) и инструментообеспечение гибких производственных структур (гибких производственных систем (ГПС)).

Оптимизация применяемых СИО станков с ЧПУ требует анализа их составляющих, которые включают в себя: накопители инструмента, устройства транспортировки его из накопителя в рабочую зону и обратно, устройства ориентации, закрепления и контроля инструмента. Обобщив накопленный опыт по разработке и эксплуатации СИО станков с ЧПУ ([1]–[5] и др.), их можно представить в системном виде (рис. В.1).

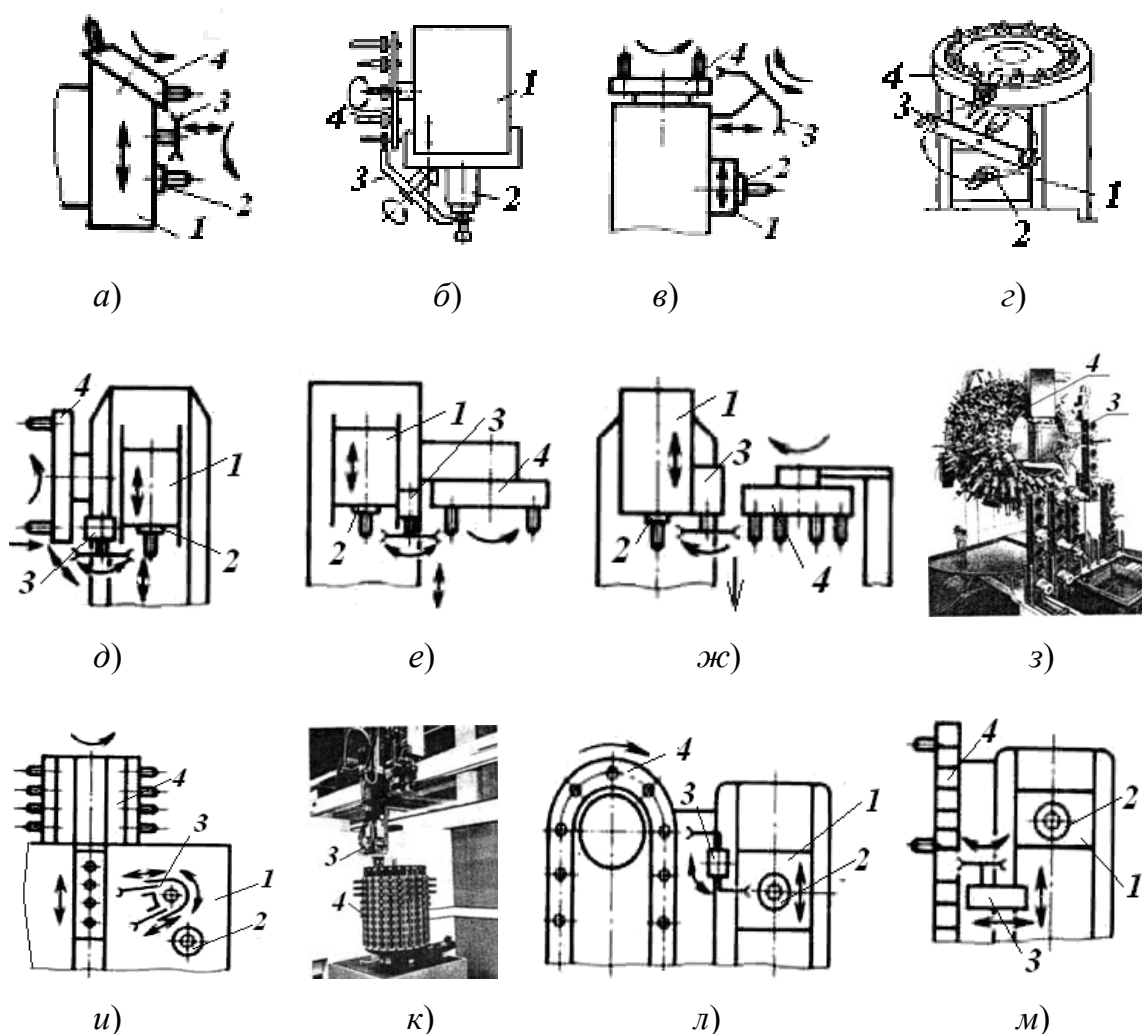


Рис. В.1. Эскизы СИО станков с ЧПУ:

1 – шпиндельная бабка; 2 – шпиндель; 3 – автооператор; 4 – магазин

Как видно на рис. В.1, системы инструментообеспечения станков с ЧПУ могут формироваться на основе: револьверных головок, одна из позиций которых является рабочей; инструментальных магазинов; стационарных инструментальных панелей, которые могут располагаться на рабочем столе станка, на базовых элементах станка или рядом со станком.

Наибольшее распространение получили СИО на основе инструментальных магазинов дискового, барабанного и цепного типов, расположенных на шпиндельной бабке, станине или на отдельной стойке рядом со станком.

При расположении дискового магазина на шпиндельной бабке сверху или сбоку (рис. В.1, *а, б*) не требуется дополнительной координации положения магазина и шпинделя при смене инструмента грузочным автооператором. Цикл работы автооператора наиболее простой. Однако этот вариант расположения магазина увеличивает размеры и массу шпиндельной бабки, что уменьшает точность обработки и ограничивает емкость накопителя. Расположение магазина на станине сверху (рис. В.1, *в, г*) или сбоку (рис. В.1, *д, е*) позволяет разгрузить шпиндельную бабку, однако усложняется цикл смены инструмента. При каждой смене инструмента шпиндельная бабка должна дополнительно перемещаться из рабочего положения в положение смены инструмента и обратно, что увеличивает износ элементов привода подач и увеличивает время смены инструмента.

Расположение инструментального магазина на стойке рядом со станком приводит к снижению динамических нагрузок при смене инструмента, однако увеличиваются габаритные размеры станка (рис. В.1, *ж, з*). Многосекционные магазины барабанного типа (рис. В.1, *и, к*), а также цепные магазины (рис. В.1, *л, м*), обладая большой вместимостью, позволяют использовать при работе станка одну из секций магазина без перемещения всего запаса инструментов.

Система инструментообеспечения ГПМ снабжается рядом дополнительных устройств в виде приборов автоматического контроля целостности инструмента и определения его остаточного периода стойкости, устройств автоматической подналадки инструмента на исходный размер, дополнительного накопителя инструмента с транспортной системой. Такая СИО значительно повышает стоимость обработки и требует ее оптимизации.

Система инструментообеспечения автоматизированных производственных структур зависит от типа производства, используемых базовых технологических процессов, наличия соответствующей вычис-

лительной техники, программного обеспечения и состоит в общем виде из: набора физических носителей режущего инструмента; набора управляющих программ; информационного обеспечения выбора инструмента; системы оперативного проектирования инструмента и инструментальных наладок; систем учета наличия и планирования поставок инструмента; системы транспортных инструментальных потоков; диагностических систем контроля состояния режущих инструментов, способных прогнозировать период его стойкости и фиксировать момент предельного износа и остаточный период стойкости; автоматизированных систем смены инструмента; участков реставрации инструмента и др.

Эффективность работы СИО ГПС зависит от состояний составляющих ее элементов, которые обусловлены трудоемкостью и степенью автоматизации обработки заготовки детали, при этом типовые СИО включают в себя:

а) накопители инструментов на каждом многоцелевом станке, обеспечивая при этом автономность их работы и повышая надежность ГПС, однако растет емкость каждого накопителя и снижается эффективность использования режущего инструмента;

б) накопители средней емкости (30–60 инструментов) на каждом станке и общий инструментальный склад небольшой емкости, обеспечивая повышение эффективности использования режущего инструмента, но снижая надежность работы ГПС;

в) накопители малой емкости (12–30 инструментов) на каждом станке и общий инструментальный склад большой емкости, обеспечивая максимальную эффективность использования режущего инструмента и мобильность ГПС, позволяя использовать ее при производстве большой номенклатуры изделий.

В этой структуре наименее надежным является режущий инструмент. Поэтому проблема повышения его надежности является актуальной.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ СБОРНОГО ИНСТРУМЕНТА

Под надежностью понимаем свойство сборного режущего инструмента сохранять рабочее состояние или обеспечивать его восстановление в заданном промежутке времени с требуемой эффективностью.

В зависимости от заданного промежутка времени надежность характеризуется следующими терминами:

- безотказностью (Б) (промежуток времени от начального рабочего состояния до отказа);
- ремонтпригодностью (Р) (промежуток времени между отказом и восстановлением или промежуток времени технического обслуживания при временном резервировании);
- сохраняемостью (С) (промежуток нерабочего времени при начальном рабочем состоянии);
- долговечностью (Д) (промежуток времени от начального рабочего до предельного состояний со списанием и утилизацией).

Таким образом, $D = \sum_{i=1}^n (B_i + P_{i-1} + C_j)$, где i – номер интервала времени эксплуатации; n – количество интервалов времени эксплуатации до списания; j – номер интервала времени сохранения.

По результатам последствий отказы можно разделить на промежуточные, после которых возможно восстановление рабочего состояния элемента или инструмента, и предельные, после которых не целесообразно восстановление рабочего состояния элемента или инструмента.

1.1. Критерии надежности сборного инструмента

На инструмент действует силовая и температурная составляющая нагрузок, которые приводят к постепенным накоплениям повреждений с мгновенным или смешанным во времени отказам. Поэтому в качестве критериев работоспособности выбираются точность или прочность, которые характеризуются рядом параметров.

Выбрав в качестве критерия надежности точность, необходимо зафиксировать точку кромки сменных многогранных пластин (СМП) в выбранной системе координат и дополнить контуром инструмента, приняв, что все элементы инструмента выполнены по номинальным размерам. Полученное номинальное положение точки (кромки) в направлении осей можно записать в параметрическом виде:

$$\bar{r}_n = f_0(\delta_0),$$

где δ_0 – обобщенные параметры положения точки кромки СМП.

Погрешности изготовления СМП и базовых поверхностей паза корпуса инструмента приводят к статистическому разбросу положений СМП в корпусе инструмента, в этом случае можно представить положение точки кромки в виде:

$$\bar{r}_{пр.б} = f(\delta, \mu_{i0}),$$

где μ_{i0} – параметры системы крепления СМП; δ – обобщенные статистические параметры положения точки кромки СМП.

Если учесть максимальные значения этих погрешностей изготовления, то СМП займет предельное позиционное положение:

$$\bar{r}_{пр.п} = f(\delta, \mu_i),$$

где μ_i – максимальные значения параметров системы крепления СМП.

Разность между предельным позиционным и номинальным положениями выбранной точки кромки будет образовывать максимальную геометрическую погрешность позиционирования СМП в корпусе сборного инструмента:

$$\Delta r_{г.п} = \bar{r}_{пр.п} - \bar{r}_n = f(\delta, \mu_i) - f_0(\delta_0).$$

Действие максимальных сил закрепления на СМП приведет к тому, что она займет предельное первичное статическое положение:

$$r_{пр.с} = f(\delta, \mu_{ci}),$$

где μ_{ci} – максимальные значения статических параметров системы крепления СМП.

Разность между предельными первичным статическим и позиционным положениями будет образовывать первичную статическую погрешность позиционирования СМП в корпусе инструмента:

$$\Delta r_{с.п} = r_{пр.с} - r_{пр.п} = f(\delta, \mu_{ci}) - f(\delta, \mu_i).$$

Так как предельное статическое положение СМП не совпадает с номинальным, то образуется абсолютная статическая погрешность позиционирования СМП в корпусе инструмента:

$$\Delta r_{н.п} = r_{пр.с} - r_n = f(\delta, \mu_{ci}) - f_0(\delta_0).$$

Действие переменных предельных значений сил резания и температуры на СМП приведет к тому, что она займет предельное динамическое положение:

$$r_{\text{пр.д}} = f(\delta, \mu_{\text{ди}}),$$

где $\mu_{\text{ди}}$ – максимальные значения динамических параметров системы крепления СМП.

Разность между предельным динамическим и номинальным положениями образует динамическую погрешность позиционирования СМП в корпусе инструмента:

$$\Delta r_{\text{д.п}} = r_{\text{пр.д}} - r_{\text{н}} = f(\delta, \mu_{\text{ди}}) - f_0(\delta_0).$$

Если в качестве критерия надежности выбирается прочность, то учитываются нагрузки, действующие на инструмент. Действие постоянных составляющих сил резания и закрепления, а также теплоты создает напряжения в режущем элементе инструмента. Выбирают локальную зону, в которой напряжения в наибольшей степени влияют на прочность режущего элемента и фиксируют ее координаты:





$$\sigma_{\text{н}} = f_{\sigma}(\xi_0),$$





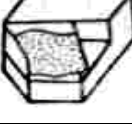



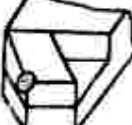

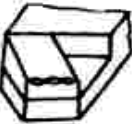

где ξ_0 – обобщенные параметры положения опасной точки.

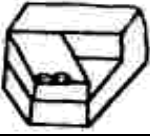



В общем случае выбранные критерии изменяются в процессе эксплуатации. Эти изменения отражают скорость протекания процесса потери работоспособности. Сравнивая уровень напряжений в опасной зоне с допускаемыми значениями, делают заключение о надежности инструмента. Экспериментальные или аналитические исследования позволили выделить виды отказов сборных и составных рабочих частей инструментов (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Виды отказов режущих элементов

Вид отказов режущего элемента	Эскиз разрушений		Основные причины отказа
Износ по передней поверхности (ИПП)			Высокие скорости резания
Износ по задней поверхности (ИЗП)			Низкие скорости резания

Вид отказов режущего элемента	Эскиз разрушений		Основные причины отказа
Износ по задней поверхности (ИЗП)			Низкие скорости резания
Полное отделение пластины (ПОП)		—	Низкая прочность соединения с державкой, низкое качество пайки
Поломка пластины: – на полную толщину (ППТ)			Малая толщина пластины, высокий уровень ударных нагрузок
– на полную ширину (ППШ)			Малая ширина и длина пластины
– не на полную толщину (ПНТ) или ширину (ПНШ)			Высокий уровень ударных нагрузок при большой толщине пластины, базирование по выкрошенной грани
– до штифта единичная (ПЕШ)	—		Малая толщина пластины при плохом контакте с державкой, низкое качество пластин
– до штифта множественная (ПМШ)	—		Малая толщина пластины, базирование пластины на клин по выкрошенной грани
Скалывание: – по передней поверхности (СПП) – по задней поверхности (СПЗ)			Прерывистое резание, вибрации
Выкрашивание: – режущей кромки у вершины (ВКВ)			Труднообрабатываемые материалы, прерывистое резание
– режущей кромки множественное (ВКМ)			Высокочастотные вибрации

Вид отказов режущего элемента	Эскиз разрушений		Основные причины отказа
– передней поверхности множественное (ВПМ)			Труднообрабатываемые материалы, высокочастотные вибрации
– кромки со стороны базовой грани (ВКБ)	–		Перекося пластины при закреплении
Пластическая деформация пластины у вершины (ПДК)			Силовое резание при высоких скоростях

Графические зависимости изменения принятого критерия во времени представлены на рис. 1.1.

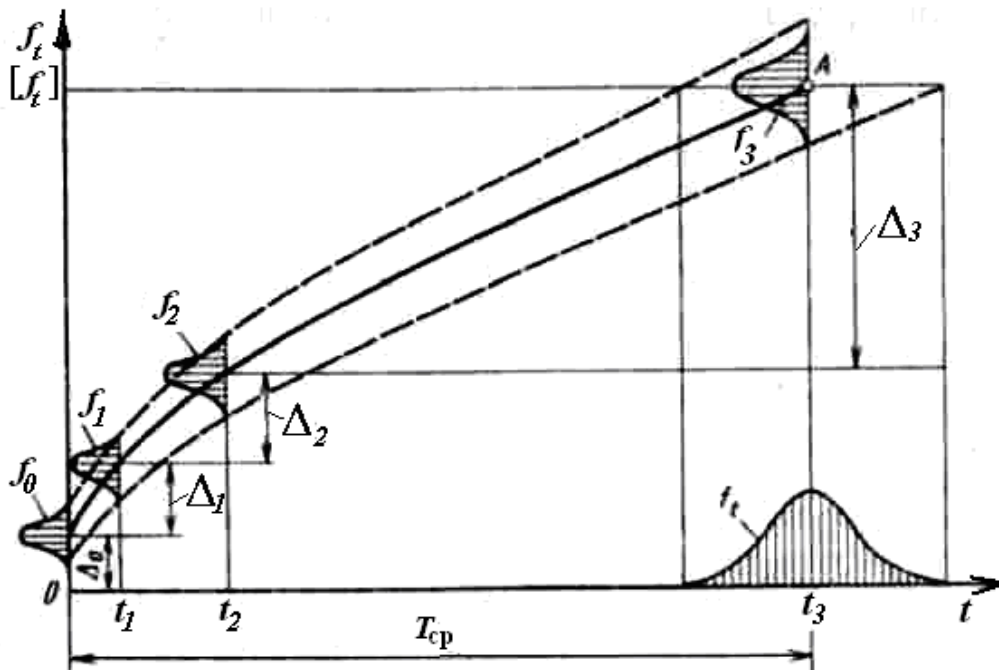


Рис. 1.1. График изменения критерия надежности во времени

Как видно на рис. 1.1, изменение принятого критерия надежности инструмента во времени характеризуется его разбросом и приводит к случайной интерпретации стойкости инструмента. Она является случайной величиной с законом распределения f_t и средним значением T_{cp} .

На рис. 1.1, по существу, представлен процесс постепенного формирования отказа, или так называемый износный процесс. В то же

время существуют отказы, причина которых не связана с постепенным развитием повреждений. Такие отказы называются внезапными. Они обусловлены сочетанием неблагоприятных факторов, например, выкрашиванием режущей кромки вследствие ударов, выходом из строя из-за вибраций и т. д. При этих отказах параметры инструмента меняются скачкообразно.

При постепенных отказах имеем дело с непрерывной функцией изменения показателя, например износа U , от времени t (рис. 1.2).

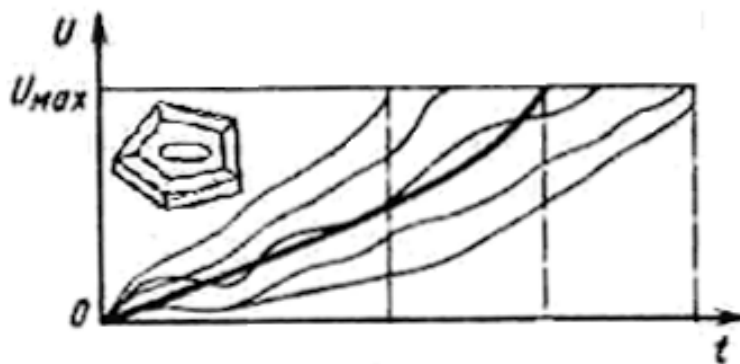


Рис. 1.2. Графики изменения показателей надежности при постепенных отказах

Поскольку разброс размеров элементов инструмента порождает изменение критерия в виде случайного процесса, то стойкость имеет плотность распределения $f(t)$.

Как показывают производственные испытания ([1]–[16] и др.), можно выделить три вида условий работы инструментов и их наладок ([17], [18] и др.).

Условия первого вида работы характеризуются небольшими скоростями и ускорениями, а значит, незначительными динамическими нагрузками. Изменения размера наладки в основном являются результатом износа его элементов. Вариация размеров инструментальной поверхности за счет других факторов несущественная.

При работе в условиях второго вида режим функционирования динамический. В каждом цикле значения размера инструментальной наладки $R(t)$ резко отличаются. Дисперсия D_v производной $v(t)$ случайного процесса $R(t)$ большая и в основном зависит от дисперсии микровыкрашиваний формообразующих кромок D_w , которая превосходит дисперсию износа D_ω (рис. 1.3, а).

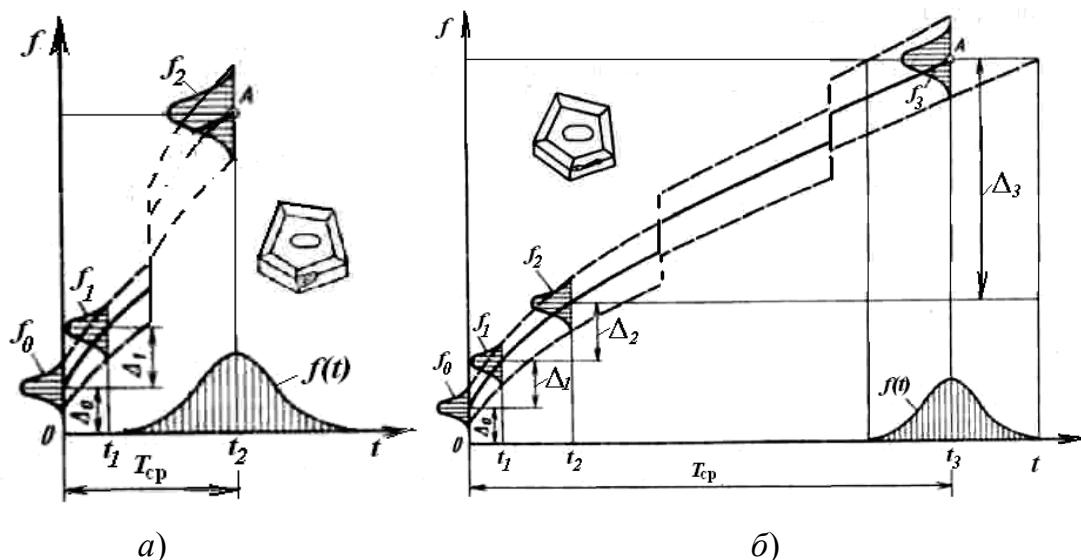


Рис. 1.3. График изменения критерия отказа во времени:
 а – при выкрашивании с износом; б – при микровыкрашивании с износом

В условиях третьего вида инструменты работают со средней скоростью, динамика функционирования не вызывает резких изменений размера $R(t)$, но, с другой стороны, вероятностные характеристики случайных составляющих соизмеримы с вероятностными характеристиками процесса изнашивания (рис. 1.3, б).

1.2. Оценка надежности инструментальной наладки

Выбранный критерий надежности инструментальной наладки может быть представлен в виде многомерной случайной функции $R_s(\psi_l, l=1, \dots, n, t)$, аргументы которой состоят из параметров $\psi_l, l=1, \dots, n$ и времени функционирования t . Для задач с одним входом-выходом любая реализация – это случайное поле $R_s(\psi, t)$ над плоскостью, которую образуют критерий χ и время функционирования t . При этом входное воздействие имеет динамический характер $X(t)$ и выходной параметр – то же $y(t)$ (рис. 1.4).

В сечении случайного поля $R_s(\psi, t)$ при любом фиксированном значении времени функционирования $t=T$ образуется случайная функция $R_s = R_s(\psi, T) = R_s(\psi, t)_{t=T}$ одного параметра ψ . Она характеризует случайные изменения данного критерия как функцию непрерывно меняющегося параметра в рассматриваемый момент функционирования T .

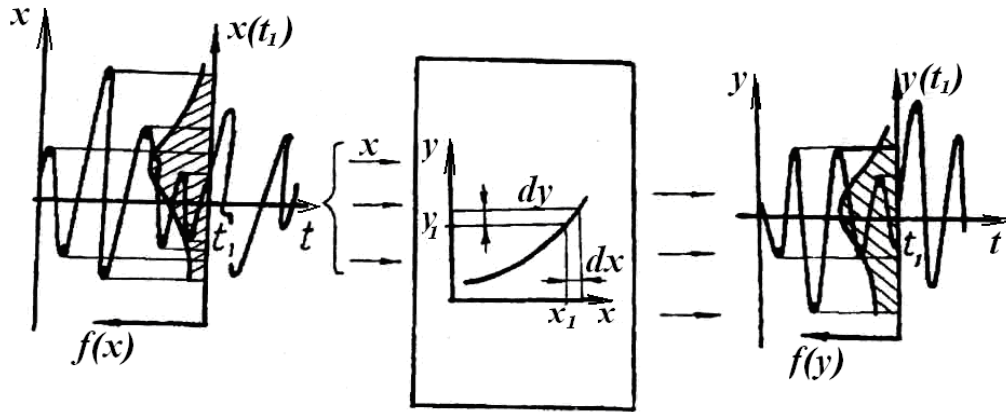


Рис. 1.4. Схема преобразования параметра инструментальной наладки

Каждой реализации $R_{is}(\psi, T)$ случайной функции $R_s(\psi, t)$ соответствует одна определенная траектория точки соприкосновения с допустимым значением. Множество таких реализаций имеет математическое ожидание $\overline{R_s} = M\{R_s(\psi, T)\}$, которому соответствует средняя траектория. При исследовании надежности инструмента необходимо ограничиваться теми ансамблями параметров, свойства которых обеспечивают непрерывность всех случайных полей $R_s(\psi, t)$, $S = 1, \dots, n$ в интересующем диапазоне изменения аргументов ψ и t . Для обеспечения непрерывности поля достаточно, чтобы каждая реализация $R_{is}(\psi, t)$ с вероятностью 1 являлась непрерывной функцией своих аргументов (рис. 1.5).

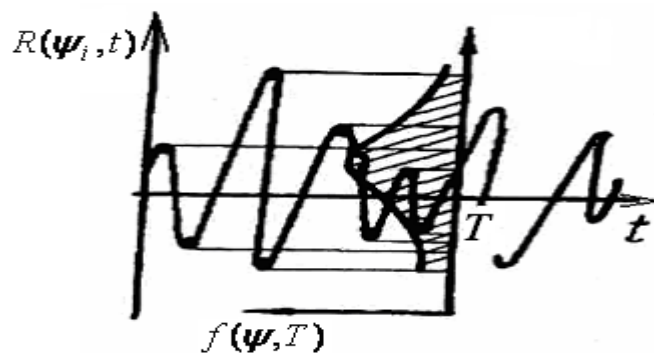


Рис. 1.5. Схема критериального поля инструментальной наладки

Во время функционирования скачкообразное изменение параметров исходной инструментальной поверхности происходит только при разрушении режущего элемента. Если выделить один параметр

конкретной инструментальной наладки, то, откладывая его значение над плоскостью (ψ, t) в пределах первого цикла $(\psi_{\min} \leq \psi(t_{t_1}) \leq \psi_{\max})$, получаем одну пространственную кривую; в пределах второго цикла $(\psi_{\min} \leq \psi(t_{t_2}) \leq \psi_{\max})$ вторую кривую и т. д. То есть над плоскостью (ψ, t) получаем семейство смещенных во времени кривых.

Функциональная зависимость между параметром инструмента и критерием надежности инструментальной наладки обеспечивается посредством взаимодействия рабочих поверхностей его элементов.

Изучая поток выбросов выбранного критерия случайного процесса инструментальной наладки, получаем следующую эквивалентную схему: центрированный случайный процесс $\chi(t) = \Delta\varphi(\psi, t) - \overline{\Delta\varphi(\psi, t)}$ пересекает два ограничительных предела: $a(t) = a(\psi) - \overline{\Delta\varphi(\psi, t)}$; $u(t) = -u(\psi) - \overline{\Delta\varphi(\psi, t)}$.

Случайный процесс $\chi(t)$ совершает выбросы за установленные пределы $a(t)$ и $u(t)$. Первый выброс каждой реализации квалифицируется как отказ (рис. 1.5).

Тогда вероятность безотказной работы:

$$p(T) = e^{-\int_0^T \lambda(t) dt},$$

где $\lambda(t)dt$ – это условная вероятность того, что случайный процесс $\chi(t)$ совершает первый выброс в промежутке от t до $t + dt$, при условии, что до момента t процесс находится в пределах $[a(t), u(t)]$.

Если $\nu(t)dt$ – это безусловная вероятность того, что случайный процесс $\chi(t)$ в точках $[t, t + dt]$ совершает выброс, то $\nu(t)$ – интенсивность выбросов, а $\int_0^T \lambda(t)dt$ – это математическое ожидание числа первых выбросов за пределы $[a(t), u(t)]$ в промежутке $[0, T]$ и $\int_0^T \nu(t)dt$ – это математическое ожидание числа всех выбросов в промежутке $[0, T]$, не учитывая их номера по порядку:

$$\overline{n_\lambda(T)} = \int_0^T \lambda(t) dt; \quad \overline{n_\nu(T)} = \int_0^T \nu(t) dt; \quad p_\nu(T) = e^{-\overline{n_\nu(T)}}. \quad (1.1)$$

В работах [19], [20] нижняя граница для $p(T)$ устанавливается неравенством $p(T) \geq 1 - \overline{n_v(T)}$. Учитывая (1.1), $p_v(T)$ оказывается более подходящей нижней границей для $p(T)$, так как при любом $\overline{n_v(T)}$ ($\overline{n_v(T)} > 0$):

$$1 - \overline{n_v(T)} < e^{-\overline{n_v(T)}}. \quad (1.2)$$

Для моментов времени T , когда вероятность последующих (за первым) выбросов еще мала, различие между $p_v(T)$ и $p(T)$ является несущественным. Именно этот период представляет наибольший интерес при исследовании надежности инструментальной наладки.

Интенсивность выбросов случайного процесса $\chi(t)$ за пределы $[a(t), u(t)]$:

$$v(t) = v^+(t) + v^-(t),$$

где $v^+(t)$ – интенсивность пересечений снизу вверх предела $a(t)$ случайного процесса $\chi(t)$ в момент t ; $v^-(t)$ – интенсивность пересечений сверху вниз предела $u(t)$ случайного процесса $\chi(t)$ в момент t .

Согласно [21], [22] интенсивность пересечений непрерывно дифференцируется с непрерывными производными пределов $a(t)$ и $u(t)$. Непрерывная дифференцируемость с вероятностью 1 случайным процессом, соответственно, выражается так:

$$v^+(t) = \int_{\dot{a}(t)}^{\infty} [V - \dot{a}(t)] f[a(t), V; t] d_V; \quad (1.3)$$

$$v^-(t) = \int_{-\infty}^{\dot{u}(t)} [\dot{u}(t) - V] f[u(t), V; t] d_V, \quad (1.4)$$

где $f[a(t), V; t]$ – совместная плотность распределения случайного процесса $\chi(t)$ и его производной $V(t) \equiv \dot{\chi}(t) = \frac{d}{dt} \chi(t)$ в один и тот же момент времени t .

Случайный процесс производной $V(t)$ характеризуется функцией математического ожидания $\bar{V}(t) = \frac{d}{dt} \overline{\chi(t)} \equiv 0$ и корреляционной функцией

$$K_{v(t_1, t_2)} = \frac{d^2}{dt_1 dt_2} K_x(t_1, t_2). \quad (1.5)$$

Для нормального случайного процесса $\chi(t)$ можно взять интеграл от (1.3), (1.4), и интенсивности выбросов $v^+(t)$ и $v^-(t)$ выражаются следующим образом [22]:

$$\begin{aligned} v^+(t) = & \frac{\sqrt{D_v(t)}}{\sqrt{D_x(t)}} \sqrt{1-r_{x_1v}^2(t, t)} \varphi' \left(\frac{-a(t)}{\sqrt{D_x(t)}} \right) \left[\varphi' \left(\frac{-\dot{a}(t) + \frac{\sqrt{D_v(t)}}{\sqrt{D_x(t)}} r_{x_1v}(t, t) a(t)}{\sqrt{D_v(t)} \sqrt{1-r_{x_1v}^2(t, t)}} \right) + \right. \\ & \left. + \frac{-\dot{a}(t) + \frac{\sqrt{D_v(t)}}{\sqrt{D_x(t)}} r_{x_1v}(t, t) a(t)}{\sqrt{D_v(t)} \sqrt{1-r_{x_1v}^2(t, t)}} \varphi' \left(\frac{-\dot{a}(t) + \frac{\sqrt{D_v(t)}}{\sqrt{D_x(t)}} r_{x_1v}(t, t) a(t)}{\sqrt{D_v(t)} \sqrt{1-r_{x_1v}^2(t, t)}} \right) \right]; \quad (1.6) \\ v^-(t) = & \frac{\sqrt{D_v(t)}}{\sqrt{D_x(t)}} \sqrt{1-r_{x_1v}^2(t, t)} \varphi' \left(\frac{-u(t)}{\sqrt{D_x(t)}} \right) \left[\varphi' \left(\frac{-\dot{u}(t) + \frac{\sqrt{D_v(t)}}{\sqrt{D_x(t)}} r_{x_1v}(t, t) u(t)}{\sqrt{D_v(t)} \sqrt{1-r_{x_1v}^2(t, t)}} \right) + \right. \\ & \left. + \frac{-\dot{u}(t) + \frac{\sqrt{D_v(t)}}{\sqrt{D_x(t)}} r_{x_1v}(t, t) u(t)}{\sqrt{D_v(t)} \sqrt{1-r_{x_1v}^2(t, t)}} \varphi' \left(\frac{-\dot{u}(t) + \frac{\sqrt{D_v(t)}}{\sqrt{D_x(t)}} r_{x_1v}(t, t) u(t)}{\sqrt{D_v(t)} \sqrt{1-r_{x_1v}^2(t, t)}} \right) \right], \end{aligned}$$

где $\varphi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^z e^{-\frac{y^2}{2}} dy$ – функция Лапласа, $\varphi'(z) = \frac{d}{dz}\varphi(z)$;
 $D_x(t) = K_x(t_1, t_2)_{t_1=t_2=t}$ – дисперсия случайного процесса $\chi(t)$;
 $D_v(t) = K_v(t_1, t_2)_{t_1=t_2=t}$ – дисперсия случайного процесса производной $V(t)$;
 $r_{x,v}(t, t)$ – нормированная взаимная корреляционная функция случайного процесса $\chi(t)$ и его производной $V(t)$ в один и тот же момент времени t .

Математическое ожидание числа пересечений $a(t)$ или $u(t)$ процессом $\chi(t)$ в $[0, T]$:

$$n_v^\chi(T) = \int_0^T V^\chi(t) dt, \quad (1.7)$$

где $\chi \equiv +1$ при пересечении предела $\dot{a}(t)$ снизу вверх; $\chi \equiv -1$ при пересечении предела $\dot{u}(t)$ сверху вниз.

Так, для определения $n_v^\chi(T)$ необходимо проинтегрировать $V^\chi(t)$ от 0 до T . Используя (1.6), можно значительно ускорить вычисления. В некоторых случаях удобнее пользоваться приближенными выражениями для $V^\chi(t)$.

Двумерная нормальная плотность $f[\chi, v, t]$ разложима [22] в ряд по степеням $r_{x,v}(t, t)$:

$$f[\chi, v, t] = \frac{1}{\sqrt{D_x(t)}\sqrt{D_v(t)}} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{r_{x,v}^n(t, t)}{n!} \varphi^{(n+1)}\left(\frac{\chi}{\sqrt{D_x(t)}}\right) \varphi^{(n+1)}\left(\frac{v}{\sqrt{D_v(t)}}\right), \quad (1.8)$$

где $\varphi^{(n+1)}(Z) = \frac{d^{(n+1)}}{dZ^{(n+1)}} \varphi(Z)$.

Учитывая (1.8), можно взять интегралы (1.3), (1.4) почленным интегрированием. Интенсивность пересечений случайным процессом $\chi(t)$ пределов $\dot{a}(t) > 0$ с $\dot{a}(t) < 0$ снизу вверх и $\dot{u}(t) < 0$ с $\dot{u}(t) < 0$ сверху вниз в момент t при учете свойств $\varphi(Z)$ и $\varphi^{(n+1)}(Z)$, соответственно, выражается следующим образом:

$$\begin{aligned}
v^+(t) &= \frac{\sqrt{D_v(t)}}{\sqrt{D_x(t)}} \varphi' \left(\frac{a(t)}{\sqrt{D_x(t)}} \right) \varphi' \left(\frac{-\dot{a}(t)}{\sqrt{D_v(t)}} \right) - \frac{\dot{a}(t)}{\sqrt{D_x(t)}} \varphi' \left(\frac{a(t)}{\sqrt{D_x(t)}} \right) \varphi' \left(\frac{-\dot{a}(t)}{\sqrt{D_v(t)}} \right) - \\
&\quad - \frac{\sqrt{D_v(t)}}{\sqrt{D_x(t)}} r_{x_1v}(t, t) \varphi'' \left(\frac{a(t)}{\sqrt{D_x(t)}} \right) \varphi' \left(\frac{-\dot{a}(t)}{\sqrt{D_v(t)}} \right); \\
v^-(t) &= \frac{\sqrt{D_v(t)}}{\sqrt{D_x(t)}} \varphi' \left(\frac{-u(t)}{\sqrt{D_x(t)}} \right) \varphi' \left(\frac{-\dot{u}(t)}{\sqrt{D_v(t)}} \right) + \frac{\dot{u}(t)}{\sqrt{D_x(t)}} \varphi' \left(\frac{-u(t)}{\sqrt{D_x(t)}} \right) \left[1 - \varphi' \left(\frac{-\dot{u}(t)}{\sqrt{D_v(t)}} \right) \right] - \\
&\quad - \frac{\sqrt{D_v(t)}}{\sqrt{D_x(t)}} r_{x_1v}(t, t) \varphi'' \left(\frac{-u(t)}{\sqrt{D_x(t)}} \right) \left[1 - \varphi' \left(\frac{-\dot{u}(t)}{\sqrt{D_v(t)}} \right) \right] + \\
&\quad + \sum_{n=2}^{\infty} \frac{\sqrt{D_v(t)} r_{x_1v}^n(t, t)}{\sqrt{D_x(t)} n!} \varphi^{(n+1)} \left(\frac{-u(t)}{\sqrt{D_x(t)}} \right) \varphi^{(n-1)} \left(\frac{-u(t)}{\sqrt{D_v(t)}} \right). \quad (1.9)
\end{aligned}$$

Приближенные выражения для интенсивностей пересечений получают, ограничиваясь только первыми членами быстроходящихся рядов (1.9).

Выражения (1.6), (1.9) могут быть использованы для определения интенсивных пересечений $v^x(t)$ и соответствовать математическому ожиданию числа выбросов $\overline{n_v^x(t)}$ для численных значений принятого критерия инструментальных блоков. Ошибка $\Delta\varphi(\psi, t)$ в этом случае является нормальным нестационарным непрерывно дифференцируемым с вероятностью 1 случайным процессом, а математическое ожидание $\overline{\Delta\varphi(\psi, t)}$ имеет непрерывную производную в интервале $[0, T]$.

Если выполнены условия центральной предельной теоремы теории вероятности, то случайный процесс выхода в исследуемом положении или в определенной ситуации может быть рассмотрен как нормальный или близкий к нормальному.

Если $\Delta\varphi(\psi, t) = \chi(t)$ нестационарный процесс с $\overline{\Delta\varphi(\psi, t)} \equiv 0$ в симметричных пределах $a(\psi) = u(\psi) = a$, тогда $a(t) = -u(t) = a$, $\dot{a}(t) = \dot{u}(t) = 0$.

$$\overline{n_v(T)} = \int_0^T \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \frac{\sqrt{D_v(t)}}{\sqrt{D_x(t)}} \varphi' \left(\frac{a}{\sqrt{D_x(t)}} \right) dt + \int_0^T \frac{\sqrt{D_v(t)} a r_{x_1 v}(t, t)}{D_x(t)} \varphi' \left(\frac{a}{\sqrt{D_x(t)}} \right) dt. \quad (1.10)$$

Математическое ожидание числа выбросов для нестационарного процесса выхода более общего вида можно определить, используя (1.6) или приближенные формулы $v^\lambda(t)$, которые получают, ограничиваясь первыми членами бесконечных рядов (1.9).

Совокупность значений критерия в определенной ситуации или в исследуемом положении инструментальной наладки – это случайный процесс времени функционирования. Каждый такой случайный процесс имеет отдельные составляющие, образование которых обусловлено изготовлением и функционированием наладки:

$$\left. \begin{aligned} R_s(\psi, t) &= R_{ns}(\psi) + \eta_s(\psi, t) + c_s(\psi, t) \\ R_s(c, t) &= R_{ns}(c) + \eta_c(c, t) + c_s(c, t), \end{aligned} \right\} \quad (1.11)$$

где $R_{ns}(\psi)$ и $R_{ns}(c)$ – величина соответствующего значения критерия в определенном положении или ситуации в новом инструменте; $\eta_s(\psi, t)$ и $\eta_c(c, t)$ – накопленная величина изменения численного значения соответствующего критерия в определенном положении или ситуации за время функционирования t ; $c_s(\psi, t)$, $c_s(c, t)$ – составляющие, которые в основном определяются режимом обработки.

Так как уравнения (1.11) в основном не различаются, то для простоты анализа можно записать:

$$R(t) = R_n + \eta(t) + c(t),$$

где $\eta(t) = \int_0^t w(t') dt'$.

Здесь $w(t')$ – скорость изменения критерия, которая характеризуется математическим ожиданием $\overline{w(t)}$ и корреляционной функцией $K_w(t_1, t_2)$:

$$\overline{\eta(t)} = \int_0^t \overline{w(t')} dt', \quad K_\eta(t_1, t_2) = \int_0^{t_1} \int_0^{t_2} K_w(t', t'') dt' dt''. \quad (1.12)$$

При установившемся процессе $\overline{\eta(t)} = \int_0^t \overline{w(t')} dt' = mt$ $m = \overline{w(t)}$ – средняя скорость изменения критерия.

Корреляционная функция стационарного случайного процесса $w(t)$ является функцией одного аргумента – разности $\tau = t_2 - t_1$, и выражение корреляционной функции $K_\eta(t_1, t_2)$:

$$K_\eta(t_1, t_2) = \int_0^{t_2} (t_2 - \tau) K_w(\tau) d\tau + \int_0^{t_1} (t_1 - \tau) K_w(\tau) d\tau - \int_0^{t_2 - t_1} (t_2 - t_1 - \tau) K_w(\tau) d\tau, \quad (1.13)$$

если $t_1 = t_2 = t$, то дисперсия:

$$D_\eta(t) = 2 \int_0^t (t - \tau) K_w(\tau) d\tau. \quad (1.14)$$

Случайный процесс скорости изменения критерия $w(t)$ часто имеет характер быстро убывающей корреляционной функции $K_w(\tau)$. В результате $\eta(t)$ обладает свойством сильного перемешивания и имеет почти линейно возрастающую дисперсию. Например:

$$K_w(\tau) = D_w e^{-\alpha|\tau|}, \quad \text{или} \quad K_w(\tau) = D_w e^{-\alpha|\tau|} \cos \beta\tau, \quad (1.15)$$

соответственно:

$$D_\eta(t) = \frac{2D_w}{\alpha} t + \frac{2D_w}{\alpha^2} (e^{-\alpha t} - 1); \quad (1.16)$$

$$D_\eta(t) = \frac{2D_w \alpha}{\alpha^2 + \beta^2} t + \frac{2D_w}{\alpha^2 + \beta^2} \left\{ e^{-\alpha t} \left[\frac{\alpha^2 - \beta^2}{\alpha^2 + \beta^2} \cos \beta t - \frac{2\alpha\beta}{\alpha^2 + \beta^2} \sin \beta t \right] - \frac{\alpha^2 - \beta^2}{\alpha^2 + \beta^2} \right\}. \quad (1.17)$$

Выражение (1.17) позволяет заключить, что даже при сравнительно небольшом значении параметра α со временем доминирующими становятся линейные члены.

Взаимная корреляционная функция случайного процесса $\eta(t)$ и его производной $w(t)$ будут иметь вид:

$$\begin{aligned} \hat{R}_{\eta, w}(t_1, t_2) &= M \{ \eta(t_1) w(t_2) \} = M \left\{ \int_0^{t_1} w(t') dt' w(t_2) \right\} = \int_0^{t_1} M \{ w(t') w(t_2) \} dt' = \\ &= \int_0^{t_1} K_w(t', t_2) dt' = \int_0^{t_1} K_w(t_2 - t') dt' = - \int_{t_2}^{t_2 - t_1} K_w(\tau) d\tau = \int_{t_2 - t_1}^{t_2} K_w(\tau) d\tau; \end{aligned}$$

$$\hat{R}_{\eta,w}(t_1, t_2) = \hat{R}_{\eta,w}(t_1, t_2)_{t_1=t_2=t} = \int_0^t K_w(\tau) d\tau. \quad (1.18)$$

Соответствующая нормированная взаимная корреляционная функция:

$$r_{\eta,w}(t, t) = \frac{\hat{R}_{\eta,w}(t, t)}{\sqrt{\hat{R}_{\eta}(t)' \sqrt{D_w}}}. \quad (1.19)$$

Если случайный процесс скорости изменения критерия имеет корреляционную функцию (1.15), то:

$$r_{\eta,w} = \frac{1 - e^{-\alpha t}}{\sqrt{2} \sqrt{\alpha t + e^{-\alpha t} - 1}};$$

$$r_{\eta,w}(t, t) =$$

$$= \frac{e^{-\alpha t} (\alpha \cos \beta t + \beta \sin \beta t) + \alpha}{\sqrt{2} \sqrt{\alpha(\alpha^2 + \beta^2)t + e^{-\alpha t} [(\alpha^2 + \beta^2) \cos \beta t - 2\alpha\beta \sin \beta t] - (\alpha^2 - \beta^2)}}. \quad (1.20)$$

Для процессов изнашивания, при относительно небольших значениях α , нормированная взаимная корреляционная функция $r_{\eta,w}(t, t)$ сравнительно быстро убывает и тем самым случайный процесс изменения критерия $\eta(t)$ довольно быстро становится некоррелированным со своей производной $w(t)$ в один и тот же момент t .

Составляющая $c(t)$ в основном появляется в инструментах, которые работают со значительной динамикой. Деформация деталей сборного инструмента, случайные колебания, случайные расположения деталей в поле зазора и т. д., помимо износа, вызывают дополнительные флуктуации критерия надежности инструментальной наладки, другими словами, к процессу постепенного изменения критерия добавляется случайный «шум».

В общем случае $c(t)$ – это нестационарный случайный процесс, корреляционная функция $K_c(t_1, t_2)$ которого очень быстро убывает по каждому из своих аргументов. В точных инструментальных наладках отказы в основном наблюдаются перед тем, как в результате износа появляются зазоры, «шум» и $c(t)$ с некоторым приближением может быть представлен как стационарный случайный процесс, со стацио-

нарной производной $\omega(t)$. Математическое ожидание $\bar{c}(t) = \bar{\omega}(t) = 0$, а корреляционная функция $K_c(t_1, t_2) = K_c(t_2 - t_1) = K_c(\tau)$ случайного процесса $c(t)$ очень быстро убывает по τ .

Математическое ожидание значений выбранного критерия инструментальной наладки:

$$\bar{R}(t) = \bar{R}_n + \eta(t) + \bar{c}(t) = \bar{R}_n + mt = \bar{R}(0) + mt. \quad (1.21)$$

Дисперсия:

$$D_R(t) = D_{R_n} + D_\eta(t) + D_c = D_R(0) + D_\eta(t) \approx D_R(0) + dt, \quad (1.22)$$

где d – коэффициент линейного члена в выражении (1.17).

Корреляционная функция:

$$K_R(t_1, t_2) = D_{R_n} + K_\eta(t_1, t_2) + K_c(t_1, t_2).$$

Корреляционная функция производной $V(t)$ случайного процесса $R(t)$ будет иметь вид:

$$K_v(t_1, t_2) = \frac{d^2}{dt_1 dt_2} K_R(t_1, t_2) = K_w(t_1, t_2) + K_\omega(t_1, t_2). \quad (1.23)$$

Так как случайные процессы $w(t)$ и $\omega(t)$ стационарны, то стационарным будет и случайный процесс $V(t)$, тогда (1.23) можно записать $K_v(\tau) = K_w(\tau) + K_\omega(\tau)$.

Дисперсия производной $V(t)$:

$$D_v = K_v(0) = D_w + D_\omega. \quad (1.24)$$

Взаимная корреляционная функция случайного процесса $R(t)$ и его производная $V(t)$:

$$\begin{aligned} \hat{R}_{R,v}(t_1, t_2) &= \frac{d}{dt_2} K_R(t_1, t_2) = \frac{d}{dt_2} K_\eta(t_1, t_2) + \frac{d}{dt_2} K_c(t_1, t_2) = \\ &= \hat{R}_{\eta,w}(t_1, t_2) + \hat{R}_{c,\omega}(t_1, t_2), \end{aligned} \quad (1.25)$$

где $\hat{R}_{c,\omega}(t_1, t_2)$ – взаимная корреляционная функция случайного процесса $c(t)$ и его производной $\omega(t)$.

Так как $c(t)$ является стационарным случайным процессом, то $R_{c,\omega}(t_1, t_2)_{t_1=t_2=t} = 0$ и тем самым:

$$r_{R,v}(t_1, t_2) = \frac{\hat{R}_{R,v}(t_1, t_2)}{\sqrt{D_R} \sqrt{D_v}} = \frac{\hat{R}_{n,w}(t_1, t_2)}{\sqrt{D_{R_n} + D_\eta(t) + D_c} \sqrt{D_w + D_\omega}}. \quad (1.26)$$

Приращением случайного процесса ($R(t)$) за промежуток δ будет величина $\delta_R(t) = R(t + \delta) - R(t)$.

Математическое ожидание приращений:

$$\overline{\delta_R(t)} = \overline{R(t + \delta)} - \overline{R(t)} = m(t + \delta) - mt = m\delta. \quad (1.27)$$

Корреляционная функция приращений:

$$\begin{aligned} K_{\delta_R}(t, t + \theta) &= M \{ [\dot{\delta}_R(t)(t + \delta) - \dot{R}(t)] [\dot{R}(t + \theta + \delta) - \dot{R}(t + \theta)] \} = \\ &= M \{ \dot{\eta}(t + \delta) \dot{\eta}(t + \theta + \delta) \} - M \{ \dot{\eta}(t + \delta) \dot{\eta}(t + \theta) \} - M \{ \dot{\eta}(t + \theta + \delta) \} + \\ &+ M \{ \dot{\eta}(t) \dot{\eta}(t + \theta) \} + M \{ \dot{c}(t + \delta) \dot{c}(t + \theta + \delta) \} - M \{ \dot{c}(t + \delta) \dot{c}(t + \theta) \} - \\ &\quad - M \{ \dot{c}(t) \dot{c}(t + \theta + \delta) \} + M \{ \dot{c}(t) \dot{c}(t + \delta) \} = \\ &= K_\eta(t + \delta, t + \theta + \delta) - K_\eta(t + \delta, t + \theta) - K_\eta(t, t + \theta + \delta) + K_\eta(t, t + \theta) + \\ &+ K_c(t + \delta, t + \theta + \delta) - K_c(t + \delta, t + \theta) - K_c(t, t + \theta + \delta) + K_c(t, t + \theta). \end{aligned}$$

Согласно (1.13) и (1.15):

$$\begin{aligned} K_{\delta_R}(t, t + \theta) &= -2 \int_0^\theta (\theta - \tau) K_w(\tau) d\tau + \int_0^{\theta - \delta} (\theta - \delta - \tau) K_w(\tau) d\tau + \\ &+ \int_0^{\theta + \delta} (\theta + \delta - \tau) K_w(\tau) d\tau + 2K_c(\theta) - K_c(\theta - \delta) - K_c(\theta + \delta). \quad (1.28) \end{aligned}$$

Таким образом, корреляционная функция приращения случайного процесса $R(t)$ является функцией одного аргумента – разности $(t + \theta) - t = \theta$:

$$K_{\delta_R}(t, t + \theta) = K_{\delta_R}(\theta). \quad (1.29)$$

Полученные выражения (1.17) и (1.29) свидетельствуют о том, что $R(t)$ принадлежит к классу случайного процесса со стационарными приращениями.

Учитывая (1.16) для $\theta \geq \delta$, получим:

$$K_{\delta R}(\theta) = -D_{\eta}(\theta) + \frac{1}{2}D_{\eta}(\theta - \delta) + \frac{1}{2}D_{\eta}(\theta + \delta) + 2K_c(\theta) - 2K_c(\theta - \delta) - K_c(\theta + \delta). \quad (1.30)$$

Дисперсию приращений получают по (1.30):

$$K_{\delta R}(\theta) = D_{\delta R} = 2 \int_0^{\delta} (\delta - \tau) K_w(\tau) d\tau + 2D_c - 2K_c(\delta) = D_{\eta}(\delta) + 2D_c - 2K_c(\delta). \quad (1.31)$$

Уравнения (1.30) и (1.31) могут быть использованы для дисперсий D_w и D_{ω} , необходимых для определения (1.24) дисперсии D_v производной $V(t)$ случайного процесса $R(t)$. Выражение дисперсии $D_{\eta}(t)$ в зависимости от предполагаемого вида корреляционной функции $K_w(t)$ содержит два (D_w, α) (1.16) или три (D_w, α, β) (1.17) параметра. Столько же параметров в зависимости от предполагаемого вида содержит корреляционная функция $K_c(\tau)$. Для оценки всех этих параметров необходимо иметь систему с соответствующим числом уравнений. Такую систему получают, подставляя в выражения (1.30) и (1.31) оценки $\tilde{K}_{\delta R}(\theta)$ при соответствующих значениях δ и θ .

Затем определяют дисперсии производной $V(t)$ для трех условий работы инструментальных наладок. Для первого условия матрицу $\|\varphi_R(t_k)\|$ действительных значений критерия надежности инструментальной наладки получали в результате измерений параметров $\varphi = 1, 2, \dots, n$ при функционировании в равноотстоящих моментах t_k , $k = 1, 2, \dots, m$.

Допускаются измерения параметров в момент остановки, так как в выражении $R(t)$ пренебрегают составляющей $c(t)$, т. е. здесь $R(t)$ выражается $R(t) = R_n + \eta(t)$.

Оценку математического ожидания приращений получали по матрице приращений $\|\varphi_{\delta_R}(t_k)\|$ случайного процесса $R(t)$:

$$\tilde{\delta}_R = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m \varphi_{\delta_R}(t_k)}{nm}. \quad (1.32)$$

Оценку средней скорости изменения выбранного критерия надежности – по выражению (1.33):

$$\tilde{m} = \frac{\delta_R}{\delta}, \quad (1.33)$$

а оценку математического ожидания размера $R(t)$ – по известной зависимости

$$\tilde{R}(t) = \tilde{R} + \tilde{m}t.$$

Тогда корреляционная функция приращения принимала вид:

$$K_{\delta_R}(\theta) = \begin{cases} D_\eta(\delta) & \text{при } \theta = 0, \\ -D_\eta(\theta) + \frac{1}{2}D_\eta(\theta - \delta) + \frac{1}{2}D_\eta(\theta + \delta) & \text{при } \theta \geq \delta. \end{cases} \quad (1.34)$$

Для корреляционной функции $K_w(t)$ можно задаваться аппроксимирующим выражением в виде (1.15), используя для составления системы уравнений оценки $\tilde{K}_{\delta_R}(\theta)$, соответственно, при $\theta = 0, \delta$ или $\theta = 0, \delta, 2\delta$.

По полученным значениям параметров $\tilde{D}_w, \alpha, \beta$ по формулам (1.16), (1.17) определяется оценка дисперсии $\tilde{D}_R(t)$ случайного процесса $R(t)$ и оценка (1.19) нормированной взаимной корреляционной функции $\tilde{r}_{R,v}(t, t)$. В большинстве случаев для этих условий работы корреляционная функция $K_{\delta_R}(\theta)$ сравнительно быстро убывает, это означает, что случайный процесс обладает свойством сильного перемешивания.

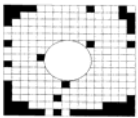
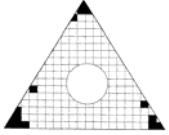
2. НАДЕЖНОСТЬ СБОРНОГО ИНСТРУМЕНТА ПО КРИТЕРИЮ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ

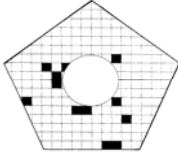
2.1. Вероятностная точность позиционирования сменных многогранных пластин

Большой опыт накоплен в экспериментальном определении вероятностных геометрических параметров стандартных сменных многогранных пластин (СМП). При этом установлены отклонения форм базовых поверхностей СМП и приведена их классификация [17], [23], [24]. Полученные результаты сложно использовать в расчетах при прогнозировании надежности инструмента. Поэтому были проведены обобщающие исследования с целью установления значений параметров с требуемой вероятностью. Кроме того, были получены формы расчетных контурных площадей контакта базовых поверхностей СМП при заданной вероятности, а также их топографии (табл. 2.1) [25], [26].

Таблица 2.1

Значения относительных контурных площадей касания

Тип и номер пластины	Средневероятностная форма и относительные площади касания
Четырехгранная	
Максимальная относительная площадь (1)	0,474
Средняя относительная площадь (2)	0,432
Минимальная относительная площадь (3)	0,316
Трехгранная	
Максимальная относительная площадь (1)	0,496
Средняя относительная площадь (2)	0,472
Минимальная относительная площадь (3)	0,28

Тип и номер пластины	Средневероятностная форма и относительные площади касания
Пятигранная	
Максимальная относительная площадь (1)	0,431
Средняя относительная площадь (2)	0,287
Минимальная относительная площадь (3)	0,271

Разработан алгоритм и математические модели к расчету координат точек контакта базовых поверхностей СМП и паза корпуса инструмента с заданными вероятностями (рис. 2.1) и установлены статистические условия их существования (табл. 2.2).

Таблица 2.2

**Условия существования точек контакта базовых поверхностей СМП
и паза корпуса инструмента**

Номер точек	Расчетные зависимости	Условия существования точки
1k	$1k \rightarrow \sum_{i=1, j=1}^{i=n, j=m} Z_{1S_{i,j}} \rightarrow \min,$ <p>где $Z_{1S_{i,j}}$ – массивы координат расчетных топографий поверхностей</p>	<p>При заданных координатах точек установочной поверхности:</p> $X_{1S_{i,j}} \geq 0; Y_{1S_{i,j}} \geq 0; Z_{1S_{i,j}} \geq 0,$ <p>где $S = 1, 2$ – номера контактирующих поверхностей; i, j – номер точки поверхности; n, m – количество выделенных точек</p>
2k	$2k \rightarrow \sum_{i=1, j=1}^{i=n, j=m} \alpha_{3S_{i,j}} \rightarrow \min,$ <p>где $\alpha_{3S_{i,j}} = \arccos \frac{ Y_{3S_{i,j}} }{R_{3S_{i,j}}};$</p> $R_{3S_{i,j}} = \sqrt{(Y_{3S_{i,j}})^2 + (Z_{3S_{i,j}})^2}$	$K_1 K_2 > 0,$ <p>где $K_1 = \Delta X_{2_{1P,1k}} X_{2_{1P}} + \Delta Y_{2_{1k,1P}} Y_{2_{1P}} + \Delta Y_{2_{1P,1k}} Y_{2_{1k}} - \Delta X_{2_{1P,1k}} X_{2_{1k}};$</p> $K_2 = \Delta X_{2_{1P,1k}} X_{2_{i,j}} + \Delta Y_{2_{1k,1P}} Y_{2_{i,j}} + \Delta Y_{2_{1P,1k}} Y_{2_{1k}} - \Delta X_{2_{1P,1k}} X_{2_{1k}},$ <p>где $X_{2_{1P}}, Y_{2_{1k}}$ – координаты точки проекции силы тяжести и точек контакта; $\Delta X_{2_{1P,1k}}, \Delta Y_{2_{1k,1P}}$ – соответственно, первая разность координат точек контакта и точки проекции силы тяжести</p>

Номер точек	Расчетные зависимости	Условия существования точки
3k	$3k \rightarrow \sum_{i=1, j=1}^{i=n, j=m} \xi_{5S_{i,j}} \rightarrow \min;$ $\xi_{5S_{i,j}} = \arccos \frac{ X_{5S_{i,j}} }{R_{5S_{i,j}}};$ $R_{5S_{i,j}} = \sqrt{(X_{5S_{i,j}})^2 + (Z_{5S_{i,j}})^2}$ <p>Окончательно:</p> $3k \rightarrow \sum_{i=1, j=1}^{i=n, j=m} \eta_{8S_{i,j}} \rightarrow \min;$ $\eta_{8S_{i,j}} = \arccos \frac{ X_{8S_{i,j}} }{R_{8S_{i,j}}};$ $R_{8S_{i,j}} = \sqrt{(X_{8S_{i,j}})^2 + (Z_{8S_{i,j}})^2}$	$\lambda_1 > 0; \lambda_2 > 0, \lambda_1 + \lambda_2 < 1, \quad (1)$ <p>где $\lambda_1 = \frac{\Delta X_{6_{1P,3k}} \Delta Y_{6_{12k,3k}} - \Delta Y_{6_{1P,3k}} \Delta X_{6_{12k,3k}}}{\Delta Y_{6_{12k,3k}} \Delta X_{6_{11k,3k}} - \Delta Y_{6_{11k,3k}} \Delta X_{6_{12k,3k}}}$;</p> $\lambda_2 = \frac{\Delta Y_{6_{1P,3k}} \Delta X_{6_{11k,3k}} - \Delta Y_{6_{11k,3k}} \Delta X_{6_{1P,3k}}}{\Delta Y_{6_{12k,3k}} \Delta X_{6_{11k,3k}} - \Delta Y_{6_{11k,3k}} \Delta X_{6_{12k,3k}}}$ <p>Если (1) не выполняется, то при $K_1 K_2 < 0$, где $K_1 = \Delta Y_{6_{13k,2k}} X_{6_{1P}} + \Delta X_{6_{12k,3k}} Y_{6_{1P}} + Y_{6_{12k}} X_{6_{13k}} - X_{6_{12k}} Y_{6_{13k}}$;</p> $K_2 = \Delta Y_{6_{13k,2k}} X_{6_{1P}} + \Delta X_{6_{12k,3k}} Y_{6_{1P}} + Y_{6_{12k}} X_{6_{13k}} - X_{6_{12k}} Y_{6_{13k}}$, каждая рассматриваемая точка отбрасывается
4k	$4k \rightarrow \sum_{i=1, j=1}^{i=n, j=m} Z_{10S_{i,j}} \rightarrow \min$	При заданных координатах точек направляющей поверхности: $X_{10S_{i,j}} \geq 0; Y_{10S_{i,j}} \geq 0; Z_{10S_{i,j}} \geq 0$
5k	$5k \rightarrow \sum_{i=1, j=1}^{i=n, j=m} \alpha_{12S_{i,j}} \rightarrow \min;$ $\alpha_{12S_{i,j}} = \arccos \frac{ Y_{12S_{i,j}} }{R_{12S_{i,j}}};$ $R_{12S_{i,j}} = \sqrt{(Y_{12S_{i,j}})^2 + (Z_{12S_{i,j}})^2}$	$K_1 K_2 > 0,$ <p>где $K_1 = \Delta X_{2_{1P,4k}} X_{2_{1P}} + \Delta Y_{2_{14k,1P}} Y_{2_{1P}} + \Delta Y_{2_{1P,4k}} Y_{2_{14k}} - \Delta X_{2_{1P,4k}} X_{2_{14k}}$;</p> $K_2 = \Delta X_{2_{1P,4k}} X_{2_{i,j}} + \Delta Y_{2_{14k,1P}} Y_{2_{i,j}} + \Delta Y_{2_{1P,4k}} Y_{2_{14k}} - \Delta X_{2_{1P,4k}} X_{2_{14k}}$
6k	$6k \rightarrow \sum_{i=1, j=1}^{i=n, j=m} Z_{14S_{i,j}} \rightarrow \min$	При заданных координатах точек опорной поверхности: $X_{10S_{i,j}} \geq 0; Y_{10S_{i,j}} \geq 0; Z_{10S_{i,j}} \geq 0$

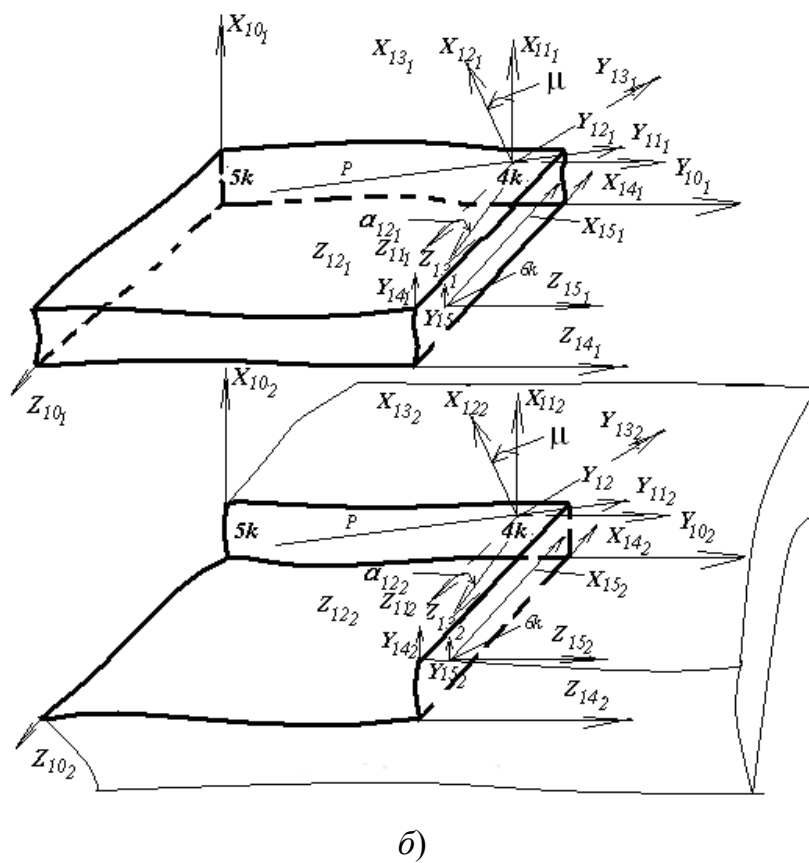
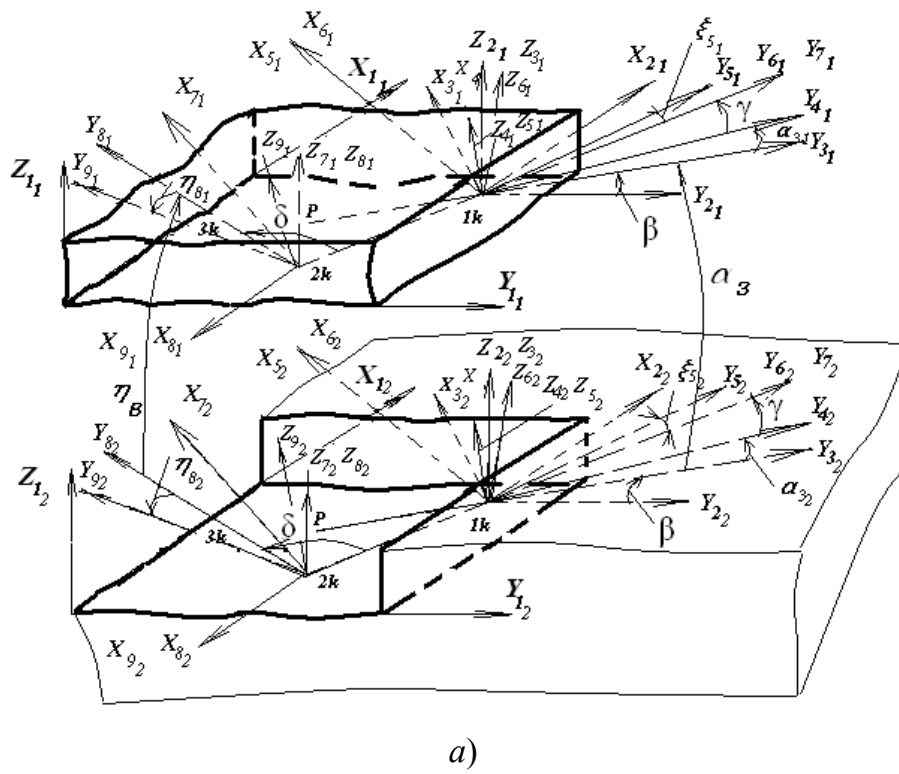


Рис. 2.1. Схема к расчету точек контакта СМП и паза корпуса инструмента:
 а – опорной поверхности СМП; б – боковых поверхностей

На основе уравнений плоскостей, касательных к базовым поверхностям СМП, получены математические модели, позволившие определить точность позиционирования СМП в корпусе инструмента при базировании их на опорную и боковые грани [17].

2.2. Размерный анализ статистической точности сборного инструмента

По характеру относительного расположения СМП в корпусе инструмента можно выделить следующие основные случаи [2], [27], [28]:

- крепление плоским клином, при котором зазоры полностью выбираются в одном направлении;
- крепление угловым клином, при котором зазоры полностью выбираются так, что пластина соприкасается равновероятно в любой точке отверстия;
- крепление прижимом в направлении опорной базовой поверхности, при этом сопряженные детали могут занимать любое относительное положение.

Взаимное положение СМП и корпуса зависит от способа базирования, принимали, что базирование происходит по плоскости и штифту, входящему в отверстие СМП. Оси отверстия и штифта имели отклонения от перпендикулярности относительно базовой плоскости.

Тогда, используя методику расчета размерных цепей, получили:

$$\begin{aligned}
 M_z = & \Delta N_{a,ш} + \Delta em_{a,ш} + \frac{1}{2}(\alpha_a T_a - \alpha_{ш} T_{ш}) - \\
 & - M(\cos \theta_a) \frac{l}{r_a} \left(em_{sa} + \alpha_{sa} \frac{T_{sa}}{2} \right) \left(em_{\varphi a} + \alpha_{\varphi a} \frac{T_{\varphi a}}{2} \right) - \\
 & - M(\cos \theta_{ш}) \frac{l}{r_{ш}} \left(em_{sш} + \alpha_{sш} T_{sш} / 2 \right) \left(em_{\varphi ш} + \alpha_{\varphi ш} T_{\varphi ш} / 2 \right). \quad (2.1)
 \end{aligned}$$

$$D_z = \frac{1}{4} \left[D(X_a) + D(Y_{\varphi a} \cos \theta_a) + D(X_{ш}) + D(Y_{\varphi ш} \cos \theta_{ш}) + 2r_a \sigma_a \sigma_{\varphi a} + 2r_{ш} \sigma_{ш} \sigma_{\varphi ш} \right], \quad (2.2)$$

где M_z – математическое ожидание величины зазора; $\Delta N_{a,ш}$, $\Delta em_{a,ш}$ – разность номинальных значений и средин полей допусков диаметров отверстия в СМП и штифта; S_a и $S_{ш}$ – задаваемые на чертежах отклонения от перпендикулярности осей в виде отношения S/r ; l – длина

отверстия; α , T – коэффициенты относительной асимметрии и допуски соответствующих параметров; $em_{\phi a}$, em_{sa} – соответственно, средние значения отклонений от формы и перпендикулярности отверстия в СМП.

Тогда статистические параметры положения СМП в пределах зазора примут вид:

$$K_z^2 T_z^2 = K_{xa}^2 T_a^2 + K_{xш}^2 T_{ш}^2, \quad (2.3)$$

где $K_{xa}^2 = K_a^2 + \left(\frac{l}{r_a}\right)^2 \left(\frac{T_{sa}}{T_a}\right)^2 \times$

$$\times \left[0,5K_{sa}^2 + 3,6 \left(\frac{em_{sa}}{T_{sa}} + \frac{\alpha_{sa}}{2} \right)^2 \right] + \left(\frac{T_{\phi a}}{T_a} \right)^2 \left[0,5K_{\phi a}^2 + 3,6 \left(\frac{em_{\phi a}}{T_{\phi a}} + \frac{\alpha_{\phi a}}{2} \right)^2 \right];$$

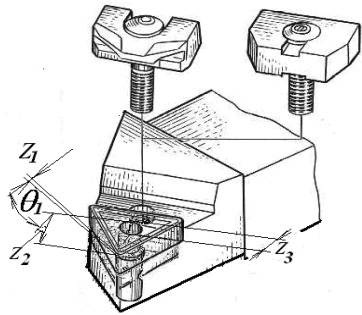
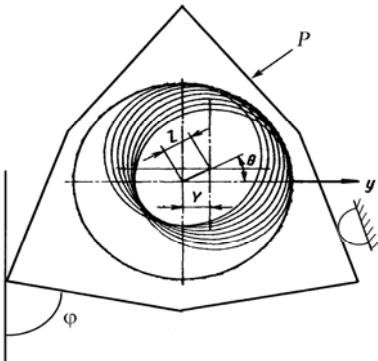
$$K_{xш}^2 = K_{ш}^2 + \left(\frac{l}{r_{ш}}\right)^2 \left(\frac{T_{сш}}{T_{ш}}\right)^2 \left[0,5K_{сш}^2 + 3,6 \left(\frac{em_{сш}}{T_{сш}} + \frac{\alpha_{сш}}{2} \right)^2 \right] +$$

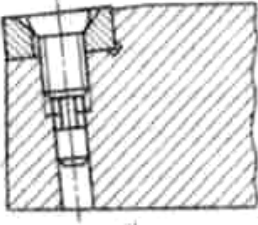
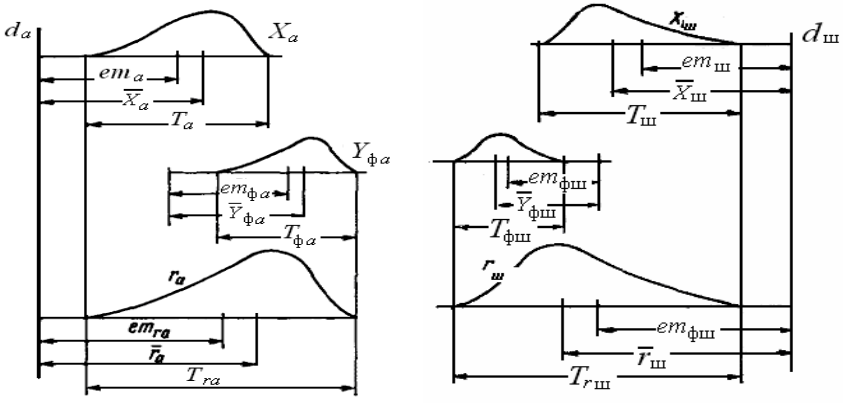
$$+ \left(\frac{T_{\phi ш}}{T_{ш}} \right)^2 \left[0,5K_{\phi ш}^2 + 3,6 \left(\frac{em_{\phi ш}}{T_{\phi ш}} + \frac{\alpha_{\phi ш}}{2} \right)^2 \right], \quad (2.4)$$

K_{xa} и $K_{xш}$ – приведенные коэффициенты относительного рассеивания случайной величины X , соответственно, для отверстия и штифта; em_a , T_a , α_a , K_a – характеристики рассеивания случайной величины X_a ; $Y_{\phi a}$ – случайная величина погрешностей формы отверстия СМП; $\bar{X}_{\phi a}$, $em_{\phi a}$, $T_{\phi a}$, $\alpha_{\phi a}$, $K_{\phi a}$ – характеристики рассеивания этой случайной величины (для штифта принимали такие же обозначения, но с индексом «ш»).

Расчетные зависимости точности позиционирования СМП при базировании на штифт и опорную грань приведены в табл. 2.3.

**Расчетные зависимости точности позиционирования СМП
при базировании на штифт и опорную грань**

Признаки схемы	Расчетные зависимости
1. Зазоры полностью выбираются в одном направлении	<p>Расчетная схема</p> 
1.1. $\alpha_n \neq 0$, $\gamma_n \neq 0$	$M_{\Sigma z} = \frac{1}{2} \sum_z \xi_z \cos \theta_z \left[(em_a - em_{\text{ш}}) + \left(\alpha_a \frac{T_a}{2} - \alpha_{\text{ш}} \frac{T_{\text{ш}}}{2} \right) \right];$ $K_{\Sigma z}^2 T_{\Sigma z}^2 = \frac{1}{4} \sum_z \xi_z^2 \cos^2 \theta_z (K_a^2 T_a^2 + K_{\text{ш}}^2 T_{\text{ш}}^2)$
1.2. Точки штифта соприкасаются равновероятно с точками отверстия СМП. $\alpha_n \neq 0$, $\gamma_n \neq 0$	<p>Расчетная схема</p>  $em_z = \frac{1}{2} \left[(d_a - d_{\text{ш}}) + (em_a - em_{\text{ш}}) + \frac{1}{2} (\alpha_a T_a + \alpha_{\text{ш}} T_{\text{ш}}) \right] - \frac{\alpha_z T_z}{2};$ $T_z = \frac{1}{2K_z} \sqrt{K_a^2 T_a^2 + K_{\text{ш}}^2 T_{\text{ш}}^2};$ $K_{xz}^2 = 0,5 \left[K_z^2 + 36 \left(\frac{em_z}{T_z} + \frac{\alpha_z}{2} \right)^2 \right]$

Признаки схемы	Расчетные зависимости
<p>1.3. $\alpha_n \neq 0, \gamma_n \neq 0$</p>	<p style="text-align: center;">Расчетная схема</p>  <p>Зазор выбирается по направлению оси x, которая относительно исполнительного размера может занимать равновероятное положение по углу θ от 0 до 2π.</p> $D_u = D_x D(\cos \theta) + D_x [M(\cos \theta)]^2 + D(\cos \theta) M_x^2;$ $K_{\Sigma z}^2 T_{\Sigma z}^2 = \sum_z \xi_z^2 K_{xz}^2 T_{xz}^2, \quad M_{\Sigma z} = 0;$ $K_{xz}^2 = 0,5 \left[K_z^2 + 36 \left(\frac{em_z}{T_z} + \frac{\alpha_z}{2} \right)^2 \right]$
<p>1.4. $\alpha_n \neq 0, \gamma_n \neq 0$</p>	<p style="text-align: center;">Графики распределения размеров элементов</p>  $M_z = \frac{1}{2} \left\{ (em_{0a} - em_{0ш}) + \left[\alpha_a \frac{T_a}{2} + M(\cos \theta) \left(em_{\varphi a} + \alpha_{\varphi a} \frac{T_{\varphi a}}{2} \right) \right] - \right. \\ \left. - \left[\alpha_{ш} \frac{T_{ш}}{2} + M(\cos \theta) \left(em_{\varphi ш} + \alpha_{\varphi ш} \frac{T_{\varphi ш}}{2} \right) \right] \right\};$ $D_z = \frac{1}{4} \left[D(X_a) + D(Y_{\varphi a} \cos \theta_a) + D(X_{ш}) + D(Y_{\varphi ш} \cos \theta_{ш}) + \right. \\ \left. + 2r_a \sigma_a \sigma_{\varphi a} + 2r_{ш} \sigma_{ш} \sigma_{\varphi ш} \right];$

Признаки схемы	Расчетные зависимости
	$K_z^2 T_z^2 = \frac{1}{4} \left[(K'_a)^2 T_a^2 + (K'_ш)^2 T_ш^2 \right];$ $(K'_a)^2 = K_a^2 + \left(\frac{T_{\varphi a}}{T_a} \right)^2 \left[0,5 K_{\varphi a}^2 + 3,6 \left(\frac{em_{\varphi a}}{T_{\varphi a}} + \frac{\alpha_{\varphi a}}{2} \right)^2 \right] +$ $+ 2r_a K_a K_{\varphi a} \left(\frac{T_{\varphi a}}{T_a} \right);$ $(K'_ш)^2 = K_ш^2 + \left(\frac{T_{TMш}}{T_ш} \right)^2 \left[0,5 K_{TMш}^2 + 3,6 \left(\frac{em_{TMш}}{T_{TMш}} + \frac{\alpha_{TMш}}{2} \right)^2 \right] +$ $+ 2r_ш K_ш K_{TMш} \left(\frac{T_{TMш}}{T_ш} \right)$
1.5. $\gamma_n \neq 0, \alpha_n \neq 0$	<p>СМП могут занимать любое относительное положение в пределах зазора между штифтом и отверстием</p> $D_x = 2 \int_0^a x^2 \varphi_3(x) dx + M_x^2 + 2 \int_a^b x^2 \varphi_4(x) dx + M_x^2$ <p>при $\varphi_1(z) = \frac{1}{\sigma_z \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(z - M_z)^2}{2\sigma_z^2} \right]$, а $\varphi_2(y) = 1/b$.</p> $K_{xz} = 3 \frac{1}{b} \sqrt{\frac{a^3}{3} + \frac{1}{\sigma_z \sqrt{2\pi}} \int_a^b x^2 \left(\int_a^b e^{-\frac{(z-M_z)^2}{2\sigma_z^2}} dz \right) dx}$

Обозначения: M_z – математическое ожидание смещения осей элементов; θ – угол между направлениями перемещения пластины и исполнительного технологического размера; $\varphi_3(x)$ и $\varphi_4(x)$ – плотности условных вероятностей положения СМП в отверстии по оси x ; ξ_z – передаточный коэффициент размерной цепи; $K_{\Sigma z}$, $T_{\Sigma z}$ – соответственно, коэффициент относительного рассеивания и допуск замыкающего звена.

2.3. Точность расположения формообразующих кромок сменных многогранных пластин с заданной вероятностью

Точность расположения формообразующих кромок СМП зависит от погрешности формы передних и задних поверхностей, а также от погрешности формы и взаимного расположения их базовых поверхностей.

Для получения аналитических зависимостей использовали метод координат [17], [29], [30].

Основные базисуемые поверхности СМП описывались в системе $OXYZ$, а формообразующие кромки – $oxuz$, тогда положение формообразующих кромок относительно основных баз определялось как положение системы $oxuz$ в системе $OXYZ$.

Это положение задавалось через радиус-вектор \bar{r}_{P_3} с обобщенными параметрами $\mu_{N_{P_3,N}}$ при заданной вероятности $\bar{r}_{P_3}(\mu_{1_{P_3,1}} \dots \mu_{N_{P_3,N}})$. Параметры определяют положение формообразующих кромок относительно базовой поверхности. Это означает, что расстояние от точек базового отверстия СМП до точек формообразующих кромок можно выразить через координаты точки i (X, Y, Z) в системе $OXYZ$. Радиусы-векторы могут быть рассчитаны по формуле

$$\begin{aligned} \bar{r}_{1,P_3}(\mu_{1_{P_3,1}} \dots \mu_{N_{P_3,N}}) &= \bar{r}_{0,P_3} + M_{01}[q_1(\mu_{m_{1,P_3,m,1}} \dots \mu_{N_{P_3,N}}), \dots \\ &\dots q_6(\mu_{m_{1,P_3,m,1}} \dots \mu_{N_{P_3,N}})]\bar{R}_{P_3}(\mu_{1_{P_3,1}} \dots \mu_{N_{P_3,N}}). \end{aligned} \quad (2.5)$$

Аналогично расстояния от точек формообразующих кромок до основной базы являются координатами точки j (X, Y, Z) в системе $OXYZ$:

$$\begin{aligned} \bar{R}_{P_3}(\mu_{1_{P_3,1}} \dots \mu_{N_{P_3,N}}) &= \bar{r}_{0,P_3} + M_{01}^T[q_1(\mu_{m_{1,P_3,m,1}} \dots \mu_{N_{P_3,N}}), \dots \\ &q_6(\mu_{m_{1,P_3,m,1}} \dots \mu_{N_{P_3,N}})]\bar{r}_{P_3}(\mu_{1_{P_3,1}} \dots \mu_{N_{P_3,N}}), \end{aligned} \quad (2.6)$$

где M^T – транспонированная матрица преобразования систем координат; \bar{r}_{0,P_3} – радиус-вектор взаимного расположения начал систем координат с заданной вероятностью.

Как известно, угол между двумя номинальными поверхностями соответствует углу между их нормальными. В связи с этим угол наклона координатной плоскости $zoу$ относительно ZOY с заданной вероятностью равен углу $\varphi_{1_{P_3}}$, заключенному между осями ox и OX ; соответственно – hoz относительно XOZ – углу $\varphi_{2_{P_3}}$, заключенному между осями ou и OY ; hou относительно XOY – углу $\varphi_{3_{P_3}}$, заключенному между осями oz и OZ . Косинусы этих углов являются элементами матрицы $[M]$, расположенными вдоль главной ее диагонали.

Учитывая, что поворот системы oxy вокруг координатной оси, перпендикулярной к рассматриваемой точке формообразующей кромки, не изменяет ее наклона относительно основной базовой поверхности, можно записать:

$$\begin{aligned}\cos \varphi_{1P_3} &= \cos \gamma_{P_\gamma} \cos \beta_{P_\beta}; \quad \cos \varphi_{2P_{\varphi_2}} = \cos \gamma_{P_\gamma} \cos \lambda_{P_\lambda}; \\ \cos \varphi_{3P_{\varphi_3}} &= \cos \beta_{P_\beta} \cos \lambda_{P_\lambda},\end{aligned}$$

где γ_{P_γ} , β_{P_β} , λ_{P_λ} – угловые параметры с заданной вероятностью.

После элементарных преобразований получили:

$$\begin{aligned}\operatorname{tg} \varphi_{1P_{\varphi_1}} &= \frac{\sqrt{1 - \cos^2 \gamma_{P_\gamma} \cos^2 \beta_{P_\beta}}}{\cos \gamma_{P_\gamma} \cos \beta_{P_\beta}}; \quad \operatorname{tg} \varphi_{2P_{\varphi_2}} = \frac{\sqrt{1 - \cos^2 \lambda_{P_\lambda} \cos^2 \gamma_{P_\gamma}}}{\cos \lambda_{P_\lambda} \cos \gamma_{P_\gamma}}; \\ \operatorname{tg} \varphi_{3P_{\varphi_3}} &= \frac{\sqrt{1 - \cos^2 \lambda_{P_\lambda} \cos^2 \beta_{P_\beta}}}{\cos \lambda_{P_\lambda} \cos \beta_{P_\beta}}.\end{aligned}$$

Так как любой конструктивный линейный и угловой параметр между двумя поверхностями может быть выполнен с определенной технологической погрешностью, то каждый из размеров имеет пределы верхний и нижний, которые можно с заданной вероятностью записать в матричной форме:

$$[\Delta_{VL_{PL}}] = (\Delta_{BA_{PA}}, \Delta_{BB_{PB}}, \Delta_{VB_{PB}}); \quad [\Delta_{HL_{PL}}] = (\Delta_{HA_{PA}}, \Delta_{HB_{PB}}, \Delta_{HV_{PB}}).$$

Разность этих матриц определяет матрицу допусков:

$$[T_L] = [T_{qn}].$$

Отклонения линейных размеров, обусловленных погрешностью геометрической формы СМП, можно представить в виде $\Delta_{L\varphi_{P_\Phi}} = (\Delta_{X\varphi_{P_\Phi}}, \Delta_{Y\varphi_{P_\Phi}}, \Delta_{Z\varphi_{P_\Phi}})$.

Тогда отклонение расстояний от точек формообразующих кромок в выбранной системе координат можно представить как функцию относительной удаленности, поворота и отклонений от плоскости поверхностей СМП, полученную путем сложения соответствующих матриц.

С учетом полученных выше зависимостей, определяющих значения элементов рассматриваемых матриц, можно записать:

$$\begin{aligned}\Delta_{L_{XP_{\Delta}}} &= \Delta_{a_{P_{\Delta}}} - \frac{Y_{P_Y} \operatorname{tg}(\Delta_{\gamma})}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2(\Delta_{\beta})}} + Z_{P_Z} \operatorname{tg}(\Delta_{\beta}) + \Delta_{X\varphi P_{\varphi}}; \\ \Delta_{L_{YP_{\Delta}}} &= \Delta_{b_{P_{\Delta}}} - \frac{X_{P_X} \operatorname{tg}(\Delta_{\gamma})}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2(\Delta_{\lambda})}} + Z_{P_Z} \operatorname{tg}(\Delta_{\lambda}) + \Delta_{Y\varphi P_{\varphi}}; \\ \Delta_{L_{ZP_{\Delta}}} &= \Delta_{c_{P_{\Delta}}} - \frac{X_{P_X} \operatorname{tg}(\Delta_{\beta})}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2(\Delta_{\lambda})}} + Y_{P_Y} \operatorname{tg}(\Delta_{\lambda}) + \Delta_{Z\varphi P_{\Delta}}.\end{aligned}\quad (2.7)$$

Перейдя от отклонений к допускам, получим:

$$\begin{aligned}T_{L_X} &= T_a + YT_{\gamma} + ZT_{\beta} + h_x; & T_{L_Y} &= T_b + XT_{\gamma} + ZT_{\lambda} + h_y; \\ T_{L_Z} &= T_c + XT_{\beta} + YT_{\lambda} + h_z\end{aligned}\quad (2.8)$$

при условии, что

$$\operatorname{tg}^2(\Delta_{\beta}) \rightarrow 0; \operatorname{tg}^2(\Delta_{\lambda}) \rightarrow 0; \operatorname{tg}(\Delta_{\beta}) \rightarrow T_{\beta}; \operatorname{tg}(\Delta_{\lambda}) \rightarrow T_{\lambda}; \operatorname{tg}(\Delta_{\gamma}) \rightarrow T_{\gamma},$$

где T_a, T_b, T_c – допуски на координаты центра системы, связанной с формообразующей кромкой в системе $OXYZ$; $T_{\gamma}, T_{\beta}, T_{\lambda}$ – допуски на относительный поворот системы координат $oxyz$; h_x, h_y, h_z – пределы отклонения формы (отклонения от плоскостности); x, y, z – координаты краевых точек на поверхности базового отверстия.

Используя (2.7), можно определить составляющую геометрической погрешности, обусловленную погрешностью формы и расположения. Для определения погрешностей установки СМП на ось был использован метод деформируемых координатных связей [29].

Матрица нормальных координат опорных точек имеет вид:

$$\begin{aligned}[\Pi_P] &= [\Delta(X, Y, Z)_{1_{P_{\Delta}}}, \Delta(X, Y, Z)_{2_{P_{\Delta}}}, \Delta(X, Y, Z)_{3_{P_{\Delta}}}, \\ &\Delta(X, Y, Z)_{4_{P_{\Delta}}}, \Delta(X, Y, Z)_{5_{P_{\Delta}}}, \Delta(X, Y, Z)_{6_{P_{\Delta}}}] .\end{aligned}$$

С помощью матрицы налагаемых связей выявлялись функциональные зависимости между элементами погрешности располо-

жения $[\omega_{y_p}] = (a_{y_p}, b_{y_p}, c_{y_p}, \lambda_{y_p}, \beta_{y_p}, \gamma_{y_p})$ с заданной вероятностью и нормальными координатами опорных точек:

$$[\omega_{y_p}] = [Q_p][\Pi_p],$$

где $[Q_p]$ – матрица налагаемых связей, которая в общем случае представляет собой квадратную матрицу шестого порядка $[Q_p] = [q_{in_p}]^n$ при $n = 6$, тогда:

$$\begin{bmatrix} a_{y_p} \\ b_{y_p} \\ c_{y_p} \\ \lambda_{y_p} \\ \beta_{y_p} \\ \gamma_{y_p} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_{11_p} & q_{12_p} & q_{13_p} & q_{14_p} & q_{15_p} & q_{16_p} \\ q_{21_p} & q_{22_p} & q_{23_p} & q_{24_p} & q_{25_p} & q_{26_p} \\ q_{31_p} & q_{32_p} & q_{33_p} & q_{34_p} & q_{35_p} & q_{36_p} \\ q_{41_p} & q_{42_p} & q_{43_p} & q_{44_p} & q_{45_p} & q_{46_p} \\ q_{51_p} & q_{52_p} & q_{53_p} & q_{54_p} & q_{55_p} & q_{56_p} \\ q_{61_p} & q_{62_p} & q_{63_p} & q_{64_p} & q_{65_p} & q_{66_p} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta(X, Y, Z)_{1_p} \\ \Delta(X, Y, Z)_{2_p} \\ \Delta(X, Y, Z)_{3_p} \\ \Delta(X, Y, Z)_{4_p} \\ \Delta(X, Y, Z)_{5_p} \\ \Delta(X, Y, Z)_{6_p} \end{bmatrix}.$$

Для наиболее распространенных СМП и схем их базирования (рис. 2.2) приведенная система уравнений примет частный вид.

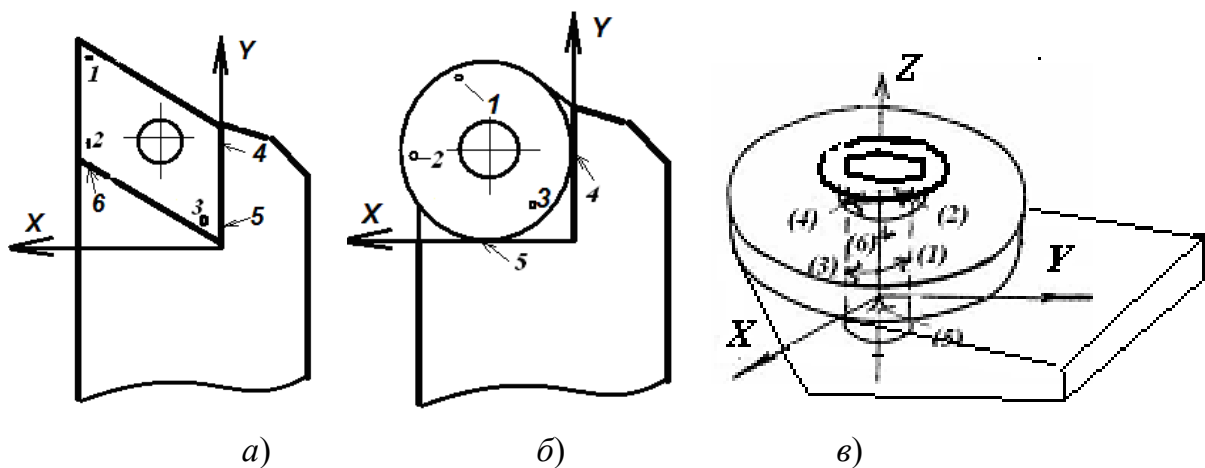


Рис. 2.2. Схема к расчету погрешности расположения СМП

Расположение СМП относительно корпуса инструмента для схем на рис. 2.2, а и б можно определить по выражениям:

$$\begin{bmatrix} a_{y_p} \\ b_{y_p} \\ c_{y_p} \\ \lambda_{y_p} \\ \beta_{y_p} \\ \gamma_{y_p} \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta_p} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -Y_{5p}\Delta_p & Y_{4p}\Delta_p & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\Delta_p \\ (-Y_{2p}X_{3p} + Y_{3p}X_{2p}) & (Y_{1p}X_{3p} - Y_{3p}X_{1p}) & (-Y_{1p}X_{2p} + Y_{2p}X_{1p}) & 0 & 0 & 0 \\ (-X_{3p} + X_{2p}) & (X_{3p} - X_{1p}) & (-X_{2p} + X_{1p}) & 0 & 0 & 0 \\ (-Y_{3p} + Y_{2p}) & (Y_{3p} - Y_{1p}) & (-Y_{2p} + Y_{1p}) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \Delta_p & -\Delta_p & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta Z_{1p} \\ \Delta Z_{2p} \\ \Delta Z_{3p} \\ \Delta X_{4p} \\ \Delta X_{5p} \\ \Delta Y_{6p} \end{bmatrix}; \quad (2.9)$$

$$\begin{bmatrix} a_{y_p} \\ b_{y_p} \\ c_{y_p} \\ \lambda_{y_p} \\ \beta_{y_p} \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta_{p3}} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -\Delta_p & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\Delta_p \\ (-Y_{2p}X_{3p} + Y_{3p}X_{2p}) & (Y_{1p}X_{3p} - Y_{3p}X_{1p}) & (-Y_{1p}X_{2p} + Y_{2p}X_{1p}) & 0 & 0 \\ (-X_{3p} + X_{2p}) & (X_{3p} - X_{1p}) & (-X_{2p} + X_{1p}) & 0 & 0 \\ (-Y_{3p} + Y_{2p}) & (Y_{3p} - Y_{1p}) & (-Y_{2p} + Y_{1p}) & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta Z_{1p} \\ \Delta Z_{2p} \\ \Delta Z_{3p} \\ \Delta X_{4p} \\ \Delta Y_{5p} \end{bmatrix}, \quad (2.10)$$

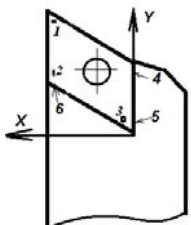
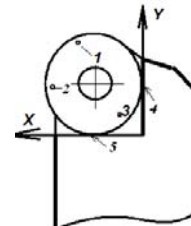
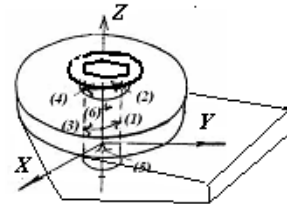
где $\Delta_p = Y_{1p}X_{1p}((\delta_{x_{2p}} - \delta_{x_{3p}}) + \delta_{y_{2p}}(\delta_{x_{3p}} - 1) - \delta_{y_{3p}}(\delta_{x_{2p}} - 1))$; X_{i_p}, Y_{i_p} – абсолютные координаты точек контакта с заданной вероятностью; δ_{x,y_p} – относительные координаты точек контакта с заданной вероятностью.

Уравнения, отражающие связь между погрешностями опорных точек и положением конической пластины относительно корпуса инструмента для наихудшего случая, т. е. при наличии огранки на посадочной поверхности, примут вид (рис. 2.2, в):

$$\begin{bmatrix} a_{y_p} \\ b_{y_p} \\ c_{y_p} \\ \lambda_{y_p} \\ \beta_{y_p} \\ \gamma_{y_p} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{Z_{2p}}{Z_{2p} - Z_{1p}} & \frac{Z_{1p}}{Z_{1p} - Z_{2p}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{Z_{4p}}{Z_{4p} - Z_{3p}} & \frac{Z_{3p}}{Z_{3p} - Z_{4p}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{Z_{4p} - Z_{3p}} & \frac{1}{Z_{3p} - Z_{4p}} & 0 & 0 \\ \frac{1}{Z_{2p} - Z_{1p}} & \frac{1}{Z_{1p} - Z_{2p}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{-X_{6p}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta X_{1p} \\ \Delta X_{2p} \\ \Delta Y_{3p} \\ \Delta Y_{4p} \\ \Delta Z_{5p} \\ \Delta Y_{6p} \end{bmatrix}. \quad (2.11)$$

Результаты расчетов приведены в табл. 2.4.

Анализ точности расположения СМП относительно корпуса

Расчетные схемы, параметры, мм	Положение СМП относительно корпуса					
	<i>a</i> , мм	<i>b</i> , мм	<i>c</i> , мм	λ , рад	β , рад	γ , рад
 <p> $\Delta Z_1 = 0,01$; $Y_4 = 15$; $\Delta Z_2 = 0,03$; $\Delta Z_3 = 0,015$; $\Delta X_5 = 0,03$; $\Delta X_4 = 0,01$; $X_2 = 1,0$; $\Delta Y_6 = 0,244$; $X_1 = 12,287$; $Y_5 = 1$; $X_3 = 12,287$; $Y_1 = 24,177$; $Y_2 = 1$; $Y_3 = 10,177$ </p>	$-3,21 \cdot 10^{-2}$	$-0,442 \cdot 10^{-2}$	$-3,14 \cdot 10^{-2}$	$3,57 \cdot 10^{-4}$	$1,038 \cdot 10^{-3}$	$1,40 \cdot 10^{-3}$
 <p> $\Delta Z_1 = 0,01$; $\Delta Z_2 = 0,03$; $\Delta Z_3 = 0,015$; $\Delta Y_5 = 0,02$; $\Delta X_4 = 0,02$; $X_1 = 14$; $X_2 = 25$; $X_3 = 4$; $Y_1 = 25$; $Y_2 = 14$; $Y_3 = 4$ </p>	$-5,87 \cdot 10^{-5}$	$-5,87 \cdot 10^{-5}$	$-1,37 \cdot 10^{-2}$	$7,48 \cdot 10^{-4}$	$1,07 \cdot 10^{-3}$	—
 <p> $\Delta X_1 = 0,02$; $\Delta X_2 = 0,01$; $\Delta Z_5 = 0,02$; $\Delta Y_3 = 0,01$; $\Delta Y_4 = 0,02$; $\Delta Y_6 = 0,01$; $Z_1 = 6,35$; $Z_2 = 0,5$; $Z_3 = 6,35$; $Z_4 = 0,5$ </p>	$9,15 \cdot 10^{-3}$	$2,085 \cdot 10^{-2}$	$-2,0 \cdot 10^{-2}$	$1,71 \cdot 10^{-3}$	$-1,71 \cdot 10^{-3}$	$-1,26 \cdot 10^{-3}$

Анализ полученных данных позволяет заключить, что наибольшей надежностью по геометрической точности обладают сборные инструменты с СМП призматической формы при базировании их в закрытый паз корпуса инструмента.

3. НАДЕЖНОСТЬ СБОРНОГО ИНСТРУМЕНТА В УСЛОВИЯХ СТАТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

Анализ литературы по исследованиям сборного инструмента в условиях статических нагрузок выявил, что большой вклад сделан исследованиями жесткости в УДН им. П. Лумумбы [31]–[35]. Многими авторами жесткость сборного инструмента изучалась на специально разработанных стендах, на которых определялась доля смещения режущей кромки инструмента в результате смещения отдельных элементов или в процессе резания, а также численным моделированием [31]–[58]. По результатам измерений перемещений оценивалось влияние жесткости отдельных элементов на суммарную жесткость инструмента. Сила, с которой нагружался инструмент, заменяла результирующую силу резания. Перед испытаниями на жесткость производился контроль прямолинейности и шероховатости опорной поверхности державки резца и гнезда в державке под пластину. Это позволяло оценивать как конструктивный вариант исполнения инструмента, так и качество его изготовления. Интересными представляются исследования жесткости сборных торцовых фрез с механическим креплением режущих пластин [31], [33]. Испытаниям подверглись фрезы с радиальным и тангенциальным расположением режущих пластин, а также фрезы с инструментальными блоками.

В результате статических нагружений фрез было выявлено, что наибольшей жесткостью по оси Z обладает экспериментальная фреза конструкции ВНИИ с тангенциальным расположением режущих пластин. При больших нагрузках жесткость системы «режущая пластина – корпус» у этой фрезы снижается, а у остальных типов фрез повышается. Для всех типов исследованных фрез, за исключением экспериментальной фрезы ВНИИ, доля перемещения режущей пластины по координате Z за счет перемещения кассеты составляет 50 %.

3.1. Основные соотношения статического состояния зуба инструмента

Под действием сил резания в зубе инструмента возникает *напряженное состояние*. Для его описания вводится симметричный тензор напряжений второго ранга с шестью независимыми компонентами σ_{ij} . Первый индекс указывает нормаль к площадке, на которой действует это напряжение, второй – обозначает ось, которой оно параллельно. Компоненты с одинаковыми индексами нормальны рас-

смаатриваемой площадке и отражают *нормальные напряжения*. Если индексы разные, то σ_{ij} являются *касательными напряжениями*. Растягивающие нормальные напряжения приняты отрицательными, сжимающие – положительными [59].

Предполагается, что компоненты тензора напряжений σ_{ij} связаны с объемными внешними силами ρF (ρ – плотность материала) тремя уравнениями равновесия, справедливыми всюду внутри зуба:

$$\sigma_{ij,j} + \rho F_i = 0 \quad (3.1)$$

по следующей за первой координате, суммирование производится по повторяющемуся латинскому индексу, здесь – по j от 1 до 3.

Существуют три взаимно перпендикулярные координатные площадки, на которых касательные напряжения обращаются в нуль, а нормальные напряжения становятся экстремальными. Соответствующие оси координат называют *главными осями* тензора напряжений. Компоненты напряжений в этих осях обозначают σ_1 , σ_2 , σ_3 и называют *главными значениями* тензора напряжений (*главными напряжениями*). Главные оси нумеруются так, чтобы в алгебраическом смысле выполнялись условия $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$. Для определения величин главных напряжений служит кубическое уравнение

$$\sigma^3 - J_1 \sigma^2 + J_2 \sigma - J_3 = 0, \quad (3.2)$$

где $J_1 = \sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33} = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$;

$$J_2 = \sigma_{11}\sigma_{22} + \sigma_{22}\sigma_{33} + \sigma_{33}\sigma_{11} - \sigma_{12}^2 - \sigma_{23}^2 - \sigma_{31}^2 = \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1;$$

$$J_3 = \|\sigma_{ij}\| \equiv \begin{vmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} \end{vmatrix} = \sigma_1\sigma_2\sigma_3.$$

Все три корня уравнения (3.2) – вещественные. Их величины определяются характером внешней нагрузки и не зависят от первоначальной ориентации системы координат. Поэтому при повороте осей должны оставаться неизменными и величины коэффициентов J_1 , J_2 , J_3 в уравнении (3.2). В связи с этим они являются *инвариантами* тензора напряжений.

На площадках, параллельных второй и равнонаклоненных к первой и третьей главным осям, действуют *максимальные касательные напряжения* $\tau_{\max} = 0,5(\sigma_1 - \sigma_3)$.

Физическое содержание тензора напряжений определяется его тремя инвариантами, поэтому величины, от него зависящие (например, *критерии* пластичности), должны быть функциями J_1, J_2, J_3 либо других инвариантных величин (например, главных напряжений). Это обстоятельство нужно учитывать при построении общих теорий механического поведения материалов.

Рассмотрим напряженное состояние, при котором на трех взаимно перпендикулярных площадках действуют только три одинаковых главных напряжения σ , равных *среднему напряжению* в точке тела:

$$\sigma = \sigma_{ii} / 3 \equiv (\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33}) / 3.$$

Тензор напряжений, описывающий такое напряженное состояние, называется *шаровым* (шаровой частью тензора напряжений).

Вычитая из тензора напряжений шаровой, получим новый тензор, называемый *девиатором напряжений*. Таким образом, тензор напряжений в каждой точке может быть представлен в виде суммы шаровой (σ) и девиаторной частей (s_{ij}):

$$\sigma_{ij} = s_{ij} + \sigma \delta_{ij} \quad (i, j = 1, 2, 3), \quad (3.3)$$

где δ_{ij} – *символы Кронекера (метрический тензор)*, которые в декартовой системе координат:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1, & i = j, \\ 0, & i \neq j. \end{cases} \quad (3.4)$$

Разложение тензора напряжений на шаровую и девиаторную части имеет большое принципиальное значение при исследовании поведения упругих и неупругих элементов под нагрузкой. Шаровая часть выделяет из напряженного состояния *равномерное всестороннее растяжение или сжатие*, при котором изменяется лишь объем данного элемента без изменения формы. Девиатор напряжений характеризует *состояние сдвига*, при котором изменяется форма элемента без изменения его объема. Как показывают опыты, материалы по-разному реагируют на всестороннее сжатие и на напряжение сдвига.

В теории пластичности широко используется понятие *интенсивности тензора напряжений*:

$$\sigma_{ii}^2 = \frac{3}{2} s_{ij} s_{ij},$$

$$\begin{aligned}\sigma_{ii} &= \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2)} = \\ &= \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}.\end{aligned}\quad (3.5)$$

Интенсивность тензора напряжений – инвариантная величина, так как выражается через его главные значения. Числовой коэффициент в формуле (3.5) выбран так, чтобы при простом растяжении или сжатии ($\sigma_{11} = \sigma_1$ остальные компоненты равны нулю) выполнялось условие $\sigma_u = |\sigma_1|$.

Под действием внешних сил тела изменяют свою форму (деформируются). Точки тела меняют свое положение в пространстве непрерывно, т. е. в результате деформирования не возникает разрывов, пустот и трещин. Вектор u , имеющий начало в точке недеформированного тела, а конец – в соответствующей точке деформированного, называется *вектором полного перемещения* точки. Его проекции на оси координат обозначают через $u_i = u_i(x)$, где $x = (x_1, x_2, x_3)$.

Как правило, в механике деформируемого твердого тела рассматриваются кинематически неизменяемые системы, не допускающие перемещения тела в пространстве как жесткого целого. Поэтому введенные перемещения для большинства рассматриваемых систем являются малыми по сравнению с геометрическими размерами тела.

В общем случае компоненты деформации связаны с малыми перемещениями *соотношениями Коши* [59]:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i}) \quad (i, j = 1, 2, 3).\quad (3.6)$$

Компоненты деформаций (3.6) образуют тензор второго ранга, который, как и тензор напряжений, симметричен ($\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ji}$). С его помощью полностью описывается деформирование в окрестности рассматриваемой точки.

Аналогично тензору напряжений можно изучить, в каких направлениях имеются только относительные линейные деформации и отсутствуют сдвиги. Эти направления соответствуют экстремальным значениям относительных деформаций, которые называются *главными значениями тензора деформаций* и обозначаются через $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$. Для определения главных деформаций может быть использовано *характеристическое уравнение*

$$\varepsilon^3 - I_1 \varepsilon^2 + I_2 \varepsilon - I_3 = 0. \quad (3.7)$$

Коэффициентами в уравнении (3.7) будут *три инварианта тензора деформаций*, не зависящие от ориентации системы координат:

$$\begin{aligned} I_1 &= \varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33} = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3; \\ I_2 &= \varepsilon_{11}\varepsilon_{22} + \varepsilon_{22}\varepsilon_{33} + \varepsilon_{33}\varepsilon_{11} - \varepsilon_{12}^2 - \varepsilon_{23}^2 - \varepsilon_{31}^2 = \varepsilon_1\varepsilon_2 + \varepsilon_2\varepsilon_3 + \varepsilon_3\varepsilon_1; \\ I_3 &= \|\varepsilon_{ij}\| \equiv \begin{vmatrix} \varepsilon_{11} & \varepsilon_{12} & \varepsilon_{13} \\ \varepsilon_{21} & \varepsilon_{22} & \varepsilon_{23} \\ \varepsilon_{31} & \varepsilon_{32} & \varepsilon_{33} \end{vmatrix} = \varepsilon_1\varepsilon_2\varepsilon_3. \end{aligned} \quad (3.8)$$

Первый инвариант I_1 в (3.8) имеет простой геометрический смысл. Это *относительное изменение объема*:

$$\theta = u_{i,i} = \lim_{\Delta V_0 \rightarrow 0} \frac{\Delta V - \Delta V_0}{\Delta V_0} = \operatorname{div} u.$$

В рамках теории упругости главные оси тензоров напряжений и деформаций для изотропной среды совпадают.

Тензор деформаций можно представить в виде двух составляющих тензоров:

$$\varepsilon_{ij} = \vartheta_{ij} + \varepsilon \delta_{ij} \quad (i, j = 1, 2, 3), \quad (3.9)$$

где $\varepsilon = \theta/3 \equiv (\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33})/3$ – *шаровая часть* тензора деформаций; ϑ_{ij} – компоненты *девиатора* тензора деформаций.

Шаровой тензор в (3.9) описывает объемную деформацию. Девиатор характеризует деформацию изменения формы. С его помощью введем понятие интенсивности тензора деформаций ε_u :

$$\varepsilon_u^2 = \frac{2}{3} \vartheta_{ij} \vartheta_{ij}, \quad (3.10)$$

или

$$\begin{aligned} \varepsilon_u &= \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_{11} - \varepsilon_{22})^2 + (\varepsilon_{22} - \varepsilon_{33})^2 + (\varepsilon_{33} - \varepsilon_{11})^2 + 6(\varepsilon_{12}^2 + \varepsilon_{23}^2 + \varepsilon_{31}^2)} = \\ &= \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2}. \end{aligned}$$

При простом растяжении или сжатии $\varepsilon_{11} = \varepsilon_1$, $\varepsilon_{22} = \varepsilon_{33} = -\nu\varepsilon_1$, $\varepsilon_{12} = \varepsilon_{23} = \varepsilon_{31} = 0$ (ν – коэффициент Пуассона). Тогда из (3.10) следует: $\varepsilon_u = \frac{2}{3}(1+\nu)|\varepsilon_1|$, а для несжимаемого материала ($\nu = 0,5$) $\varepsilon_u = |\varepsilon_1|$. Интенсивность тензора деформаций является инвариантной величиной.

По трем компонентам перемещений $u_i(x)$, ($x \equiv x_1, x_2, x_3$) с помощью соотношений Коши (3.6) легко определяются шесть независимых компонент тензора деформаций. Обратная операция затруднена, так как не всегда шести непрерывным компонентам $\varepsilon_{ij}(x)$ соответствует какое-либо непрерывное поле перемещений. Если такое поле существует, то деформации называют *совместными*, в противном случае – *несовместными*.

Совместные деформации связаны между собой соотношениями, которые называются *уравнениями совместности деформаций* (без суммирования по повторяющимся греческим индексам):

$$\begin{aligned} (\varepsilon_{\alpha\beta,\gamma} - \varepsilon_{\beta\gamma,\alpha} + \varepsilon_{\gamma\alpha,\beta})_{,\alpha} - \varepsilon_{\alpha\alpha,\beta\gamma} &= 0 \quad (\alpha, \beta = 1, 2, 3; \quad \alpha \neq \beta \neq \gamma); \\ \varepsilon_{\alpha\alpha,\beta\beta} + \varepsilon_{\beta\beta,\alpha\alpha} - 2\varepsilon_{\alpha\beta,\alpha\beta} &= 0 \quad (\alpha, \beta = 1, 2, 3; \quad \alpha \neq \beta). \end{aligned} \quad (3.11)$$

Таким образом, чтобы по шести непрерывным компонентам тензора деформаций найти соответствующее поле перемещений, необходимо выполнение шести дифференциальных уравнений совместности (3.11) относительно шести компонент тензора деформаций ε_{ij} . В случае односвязной области они необходимы и достаточны, для многосвязной же – только необходимы.

Для упругих изотропных линейных тел справедливы соотношения *обобщенного закона Гука*:

$$\sigma_{ij} = 2\mu\varepsilon_{ij} + \lambda\theta\delta_{ij}. \quad (3.12)$$

Здесь θ – введенная ранее объемная деформация.

$$\theta = \varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33} = \frac{1-2\nu}{E}(\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33}). \quad (3.13)$$

Новые константы материала λ и μ называются *параметрами Ламе*. Они связаны с модулем сдвига G , коэффициентом Пуассона ν , модулем Юнга E и модулем объемной деформации K следующими зависимостями:

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)}, \quad \mu = G = \frac{E}{2(1+\nu)}, \quad \nu = \frac{\lambda}{2(\lambda + \mu)}, \quad K = \frac{E}{3(1-2\nu)}. \quad (3.14)$$

Следовательно, из пяти упругих постоянных независимы только любые две. Размерности величин λ , μ , K , E совпадают с размерностью напряжения. Эти параметры положительны. Коэффициент Пуассона – величина безмерная. Ограничение его возможных значений следует из условия $K > 0$ и $\mu > 0$; $-1 \leq \nu \leq 0,5$. Значение $\nu = 0,5$ соответствует несжимаемому материалу. Для всех известных изотропных материалов $\nu > 0$.

Уравнения (3.12) можно разрешить относительно ε_{ij} :

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2G} \left[\sigma_{ij} - \frac{3\nu}{1+\nu} \sigma \delta_{ij} \right].$$

При $\nu \rightarrow 0,5$ параметр Ламе $\lambda \rightarrow \infty$, что согласно (3.14) соответствует несжимаемому материалу ($\theta = 0$). В этом случае использование соотношений (3.12) затруднительно, поэтому целесообразно применение закона Гука в девиаторно-сферической форме с учетом формул (3.3) и (3.9):

$$s_{ij} = 2G\varepsilon_{ij}, \quad \sigma = K\theta. \quad (3.15)$$

Предположим, что исследуемый зуб инструмента находится в неоднородном и нестационарном температурном поле $T(x_i, t)$. Согласно гипотезе Неймана полная линейная деформация ε_{ii} складывается из упругой деформации от силовой нагрузки ε'_{ii} и температурной деформации расширения $\varepsilon''_{ii} = \alpha T$:

$$\varepsilon_{ii} = \varepsilon'_{ii} + \varepsilon''_{ii}. \quad (3.16)$$

Температурные добавки для сдвиговых деформаций равны нулю. Поэтому закон Гука с учетом (3.6) принимает вид:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2G} \left[\sigma_{ij} - \frac{3\nu}{1+\nu} \sigma \delta_{ij} \right] + \alpha T \delta_{ij}. \quad (3.17)$$

Величину α в (3.17) называют коэффициентом линейного температурного расширения материала.

Соотношение между девиаторами в термоупругости остается тем же, что и в случае идеальной упругости (3.15), иную форму принимает только связь сферических частей тензоров напряжений и деформаций:

$$s_{ij} = 2G\varepsilon_{ij}, \quad \sigma = K(\theta - 3\alpha T).$$

В задачах термоупругости в общем случае предварительно нужно решить задачу о распределении тепла. Температура $T(x_i, t)$ в точках тела должна удовлетворять уравнению теплопроводности:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = B\Delta T + \frac{Q}{c\gamma}, \quad (3.18)$$

где B – температуропроводность материала; Δ – оператор Лапласа, $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2}{\partial x_2^2} + \frac{\partial^2}{\partial x_3^2} = (\dots)_{,ii}$; Q – функция, показывающая количество тепла, которое производится источником тепловой энергии в единице объема и за единицу времени; c – удельная теплоемкость; γ – удельный вес.

К уравнению (3.18) следует добавить *начальные условия* распределения температуры $T(x_i, 0) = f(x_i)$. Кроме этого, на границе твердого тела должны выполняться условия теплообмена с окружающей средой (три типа условий теплообмена [60], [61]). При достаточно высоких температурах необходимо учитывать зависимость констант упругости от температуры.

3.1.1. Определение статических перемещений

Для решения *прямых задач* теории упругости, т. е. для определения 15 неизвестных функций u_i , σ_{ij} , ε_{ij} ($i, j = 1, 2, 3$), имеются уравнения равновесия, соотношения Коши и закон Гука:

$$\sigma_{ij,j} + \rho F_i = 0; \quad \varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i}); \quad \sigma_{ij} = 2\mu\varepsilon_{ij} + \lambda\theta\delta_{ij}, \quad (3.19)$$

что составляет 15 линейных уравнений в частных производных.

В тех случаях когда перемещения не входят в число неизвестных, соотношения Коши заменяются уравнениями совместности деформаций (без суммирования по повторяющемуся индексу):

$$(\varepsilon_{\alpha\beta,\gamma} - \varepsilon_{\beta\gamma,\alpha} + \varepsilon_{\gamma\alpha,\beta})_{,\alpha} - \varepsilon_{\alpha\alpha,\beta\gamma} = 0, \quad \varepsilon_{\alpha\alpha,\beta\beta} + \varepsilon_{\beta\beta,\alpha\alpha} - 2\varepsilon_{\alpha\beta,\alpha\beta} = 0. \quad (3.20)$$

На всей поверхности тела $S = S_0 + S_u$ предполагаются заданными следующие граничные условия:

$$u_i = u_{i0} \text{ на } S_u, \quad \sigma_{ij}l_j = R_i \text{ на } S_0. \quad (3.21)$$

В общем случае различают *три типа граничных задач*. Первая из них заключается в определении напряжений и перемещений внутри зуба в состоянии равновесия, если известны перемещения точек на поверхности ($S = S_u$). Во *второй* граничной задаче известно распределение сил на поверхности ($S = S_\sigma$). Кроме того, возможны и другие комбинации граничных условий.

Если в уравнения равновесия подставить закон Гука и исключить деформации с помощью соотношений Коши (3.19), получим систему из трех дифференциальных уравнений с тремя неизвестными функциями u_i (*уравнения Ламе*):

$$(\lambda + \mu)\theta_{,i} + \mu\Delta u_i + \rho F_i = 0, \quad (3.22)$$

где $\theta = u_{i+1}$ – объемная деформация; Δ – оператор Лапласа.

Полученная система уравнений является эллиптической в области V , занимаемой телом, при всех реальных значениях коэффициента Пуассона, кроме $\nu = 0,5$. К трем уравнениям (3.22) следует присоединить граничные условия (3.21), выраженные через перемещения:

$$u_i = u_{i0} \text{ на } S_u, \quad \lambda\theta\delta_{ij}l_j + \mu(u_{i,j} + u_{j,i})l_j = R_i \text{ на } S_\sigma. \quad (3.23)$$

Несмотря на простой вид уравнений Ламе с граничными условиями (3.23), решение этой краевой задачи представляет собой сложную математическую проблему. Тем не менее она широко используется при решении задач распределения напряжений в зубе инструмента, так как при этом не нужны уравнения совместности деформаций (3.20), которые в данном случае удовлетворяются тождественно.

Задача теории упругости может быть поставлена не только в перемещениях, но и в напряжениях. Это бывает удобно, когда на границе сборного зуба заданы нагрузки. Из уравнений совместности деформаций и дифференциальных уравнений равновесия при $F_i = 0$ следуют *уравнения Бельтрами–Мичелла*:

$$(1 + \nu)\Delta\sigma_{ij} + 3\sigma_{,ij} = 0. \quad (3.24)$$

Система уравнений (3.24) имеет 12-й порядок. При их выводе производилось дифференцирование (в уравнениях совместности деформаций), что искусственно повысило порядок исходной системы. В результате оказывается, что не все возможные решения уравнений Бельтрами–Мичелла будут решениями исходной задачи теории упругости. Подобные решения могут не удовлетворять исходным уравнениям равновесия.

Рассмотрим *основные соотношения теории упругости в цилиндрической системе координат* r, φ, z , которые связаны с декартовыми следующим образом:

$$x_1 = x = r \cdot \cos \varphi, \quad x_2 = y = r \cdot \sin \varphi, \quad x_3 = z = z.$$

Линейный элемент задается квадратичной формой:

$$(ds)^2 = (dr)^2 + r^2(d\varphi)^2 + (dz)^2.$$

Компоненты вектора перемещений:

$$u_1 = u_r, \quad u_2 = u_\varphi, \quad u_3 = u_z.$$

Компоненты тензора деформаций:

$$\varepsilon_{11} = \varepsilon_{rr}, \quad \varepsilon_{22} = \varepsilon_{\varphi\varphi}, \quad \varepsilon_{33} = \varepsilon_{zz};$$

$$\varepsilon_{12} = \varepsilon_{r\varphi}, \quad \varepsilon_{23} = \varepsilon_{\varphi z}, \quad \varepsilon_{31} = \varepsilon_{zr}.$$

Справедливы следующие кинематические соотношения:

$$\varepsilon_{\varphi\varphi} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{u_r}{r}, \quad \varepsilon_{zz} = \frac{\partial u_z}{\partial z}, \quad \varepsilon_{r\varphi} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \varphi} + \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} - \frac{u_\varphi}{r} \right);$$

$$\varepsilon_{\varphi z} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_\varphi}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \varphi} \right), \quad \varepsilon_{rz} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial z} \right). \quad (3.25)$$

Компоненты тензора напряжений $\sigma_{rr}, \sigma_{\varphi\varphi}, \sigma_{zz}, \tau_{r\varphi}, \tau_{\varphi z}, \tau_{zr}$ связаны с деформациями законом Гука через постоянные Ламе:

$$\sigma_{rr} = 2\mu\varepsilon_{rr} + \lambda\theta, \quad \dots, \quad \tau_{r\varphi} = 2\mu\varepsilon_{r\varphi}, \quad \dots, \quad (3.26)$$

где относительная объемная деформация $\theta = \varepsilon_{rr} + \varepsilon_{\varphi\varphi} + \varepsilon_{zz}$.

3.1.2. Вариационное решение

Применительно к твердым телам начало возможных (виртуальных) перемещений было сформулировано Лагранжем в 1788 г. Для упругих тел принцип возможных перемещений, который был применен Пуассоном в 1833 г., позволил заменить геометрический вывод уравнений равновесия аналитическим.

Рассмотрим зуб инструмента объема V с поверхностью $S = S_\sigma - S_u$, который находится в равновесии под действием прило-

женных внешних поверхностных R_i и объемных ρF_i сил. В зубе возникают перемещения u_i , напряжения σ_{ij} и деформации ε_{ij} , которые являются функциями внешних нагрузок. Назовем *возможным* или *виртуальным перемещением* любое бесконечно малое воображаемое перемещение, которое может совершить точка в данный фиксированный момент времени в соответствии с наложенными на нее связями.

Возможное перемещение, в отличие от действительного du , будем обозначать δu , где символ δ носит название *вариации* и для него приняты те же правила, что и для оператора-дифференциала d . Следует лишь помнить, что эти правила не распространяются на аргументы R_j , ρF_i функции u_i . Другими словами, вариация функции (в данном случае u_i) – это изменение вида самой функции при фиксированных координатах рассматриваемой точки.

Теперь дадим перемещениям u_i виртуальные приращения δu_i , следствием которых являются *виртуальные деформации* $\delta \varepsilon_{ij}$. Предполагаем, что вариации δu_i достаточно малы и не влияют на равновесие внешних сил и внутренних напряжений, они совместимы с условиями на границах и условиями неразрывности внутри зуба. Это означает, что δu_i – *кинематически допустимые функции*, т. е. $\delta u_i = 0$ на S_u . В остальном возможные перемещения могут быть произвольными непрерывными функциями.

Принцип возможных перемещений Лагранжа: для равновесия зуба инструмента со стационарными неосвобождающими и идеальными связями необходимо и достаточно, чтобы сумма элементарных работ всех действующих на него активных сил на любых возможных перемещениях зуба была равна нулю.

Виртуальную работу внешних δA и внутренних δW сил на возможных перемещениях и деформациях определим с помощью следующих интегралов:

$$\delta A = \int_{S_\sigma} R_i \delta u_i dS + \int_V \rho F_i \delta u_i dV, \quad \delta W = \int_V \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV.$$

При этом следует помнить, что действительные силы уже полностью приложены к зубу до появления возможных перемещений и с ними не связаны. Таким образом, виртуальная работа внешних сил, действующих на зуб, находящихся в равновесии, равна работе внутренних напряжений на соответствующих виртуальных деформациях:

$$\int_{S_\sigma} R_i \delta u_i dS + \int_V \rho F_i \delta u_i dV = \int_V \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV. \quad (3.27)$$

Уравнение (3.27) справедливо для упругих и неупругих деформаций.

Вариационное уравнение для упругих деформаций при динамических нагрузках можно получить из вариационного принципа Лагранжа (3.27), добавив к массовым силам силы инерции ($-\rho \ddot{u}_i$):

$$\int_{S_\sigma} R_i \delta u_i dS + \int_V \rho (F_i - \ddot{u}_i) \delta u_i dV = \int_V \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV. \quad (3.28)$$

Уравнение (3.28) и выражает собой *принцип виртуальных работ в динамике*. Оно справедливо для линейных и нелинейных соотношений между напряжениями и деформациями.

Использование закона Гука сужает принцип виртуальных работ до линейно упругих. Введение удельной потенциальной энергии деформации $W = \sigma_{ij} \varepsilon_{ij}$ позволяет придать вариационному уравнению (3.6) форму

$$\int_{S_\sigma} R_i \delta u_i dS + \int_V \rho (F_i - \ddot{u}_i) \delta u_i dV = \int_V \delta W dV. \quad (3.29)$$

Из уравнений (3.28), (3.29) вытекает, что виртуальная работа внешних сил и сил инерции равна вариации энергии деформации. Нужно отметить, что в случае смешанных граничных условий типа (3.21) поверхностный интеграл, входящий в вариационные уравнения, берется только по той части поверхности S_σ , где заданы напряжения.

Из принципа виртуальных работ (3.29) можно вывести минимальный принцип для поля перемещений, который называют *принципом Гамильтона*. Согласно этому принципу переход системы из одного возможного состояния в другое за любой конечный промежуток времени $[t_1, t_2]$ происходит таким образом, что функционал действия, по Гамильтону, принимает стационарное значение, т. е.

$$\delta S = \int_{t_1}^{t_2} (\delta K - \delta W_u - \delta A) dt = 0,$$

где K – кинетическая энергия всей системы; W_u – потенциальная энергия деформации всей системы; A – виртуальная работа внешних сил.

3.1.3. Учет малых упругопластических деформаций

Способность зуба инструмента деформироваться под действием приложенных к нему внешних сил и получать постоянные или временные *остаточные (пластические) деформации* при снятии нагрузки называется *пластичностью*.

Определяющие соотношения теории пластичности, т. е. зависимости между напряжениями и деформациями, очевидно, должны учитывать не только текущие значения компонентов тензора напряжений и деформаций, но и пути их достижения. В теории пластичности различают два вида нагружения тел: *простое* и *сложное*. При простом нагружении все компоненты тензора напряжений возрастают пропорционально одному общему параметру (например, времени t). В противном случае нагружение будет сложным.

А. А. Ильюшиным доказана *теорема о достаточных условиях простого нагружения* [62]. Для этого необходимы пропорциональность внешней нагрузки одному некоторому общему параметру и степенная зависимость интенсивности напряжений от интенсивности деформаций:

$$\sigma_{\alpha} = A\varepsilon_{\alpha}^0,$$

где A и α – постоянные величины.

В теориях пластичности предполагается, что в любой момент процесса деформирования тензор полной ε_{ij} деформации представляется в виде суммы тензоров упругой ε_{ij}^e и пластической деформаций ε_{ij}^p :

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^e + \varepsilon_{ij}^p.$$

Пластическая деформация определяется как совокупность компонентов тензора деформации, сохраняющихся в рассматриваемой точке среды, когда все компоненты тензора напряжений в этой точке обращаются в нуль. Таким образом, пластические деформации отождествляются с остаточными деформациями.

В основе деформационной теории пластичности лежат гипотезы, предложенные Хубером, Мизесом, Хенки и обобщенные на случай материала с упрочнением Надаи. Она предполагает, что для упругопластических тел можно установить зависимости между напряжениями и деформациями, подобно закону Гука для упругих тел. Развитие и обоснование теории малых упругопластических деформаций связано с работами А. А. Ильюшина, поэтому ее часто на-

зывают *теорией пластичности Ильюшина*. Здесь принимаются следующие гипотезы:

1) *упругости объемной деформации*. Объемная деформация тела θ считается упругой, если она прямо пропорциональна среднему нормальному напряжению σ и для нее справедлив закон Гука:

$$\sigma = K\theta = 3K\varepsilon. \quad (3.30)$$

Это означает, что изменение объема происходит только за счет упругих деформаций, а при пластическом деформировании материал ведет себя как несжимаемый. Иначе *за счет пластической деформации изменение объема тела не происходит*;

2) *соосности девиаторов*. Компоненты девиаторов деформаций ε_{ij} и напряжений s_{ij} пропорциональны:

$$s_{ij} = \frac{2}{3} \frac{\sigma_u}{\varepsilon_u} \varepsilon_{ij}, \quad (3.31)$$

где σ_u , ε_u – интенсивность тензоров напряжений и деформаций.

В компонентах тензоров напряжений и деформаций выражение (3.31) примет вид:

$$\sigma_{ij} - \sigma\delta_{ij} = \frac{2}{3} \frac{\sigma_u}{\varepsilon_u} (\varepsilon_{ij} - \varepsilon\delta_{ij}) \quad (i, j = 1, 2, 3);$$

3) *упрочнения*. Независимо от вида напряженного состояния для каждого материала имеется универсальная зависимость между интенсивностью напряжений и интенсивностью деформаций:

$$\sigma_u = \Phi(\varepsilon_u). \quad (3.32)$$

Для упругого материала $\sigma_u = 3G\varepsilon_u$. Экспериментальная проверка приведенных гипотез (3.30)–(3.32) дала достаточно хорошие результаты для простого или мало отличающегося от простого нагружения. Процесс деформирования при этом должен быть активным, без разгрузок.

Рассмотрим постановку задачи теории малых упруго-пластических деформаций для зуба, находящегося под воздействием массовых сил ρF_i и поверхностных нагрузок R_i . Для решения краевой задачи, т. е. для определения неизвестных функций перемещения, деформаций и напряжений $(u_i, \sigma_{ij}, \varepsilon_{ij}; i, j = 1, 2, 3)$, имеются уравнения

равновесия (3.1), соотношения Коши (3.6), уравнения совместности деформаций (3.20) и граничные условия (3.21).

Физические уравнения состояния удобно записывать в виде:

$$s_{ij} = 2G\varphi(\varepsilon_u)\varepsilon_{ij}, \quad \sigma = 3K\varepsilon, \quad (3.33)$$

где девиаторы напряжений и деформаций:

$$s_{ij} = \sigma_{ij} - \sigma\delta_{ij}, \quad \varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij} - \varepsilon_{ij}\delta_{ij} \quad (i, j = 1, 2, 3).$$

Сравнивая (3.32) и (3.33), находим выражение функции пластичности $\varphi(\varepsilon_u)$ через введенную ранее функцию $\Phi(\varepsilon_u)$:

$$\varphi(\varepsilon_u) \equiv \frac{\Phi(\varepsilon_u)}{3G\varepsilon_u}.$$

Уравнения (3.33) справедливы только при нагружении. В случае упругой разгрузки из закона Гука (3.12) следуют соотношения:

$$\sigma_{ij} - \sigma'_{ij} = 2\mu(\varepsilon_{ij} - \varepsilon'_{ij}) + \lambda(0 - \theta), \quad (3.34)$$

где σ'_{ij} и ε'_{ij} – напряжения и деформации, существовавшие перед началом разгрузки; μ , λ – постоянные Ламе.

Физические уравнения в форме (3.34) сохраняются до появления в процессе разгрузки новых (вторичных) пластических деформаций.

Решения задач упругопластичности должны удовлетворять не только силовым и кинематическим граничным условиям, но и дополнительным условиям на поверхности раздела зон упругих и пластических деформаций.

Задача теории пластичности является нелинейной, поэтому возникает вопрос о ее *существовании и единственности*. Доказано [62], [63], что при условии

$$3G \geq \frac{\sigma_u}{\varepsilon_u} \geq \frac{d\sigma_u}{d\varepsilon_u} > 0 \quad (3.35)$$

соответствующая система уравнений – эллиптического типа, причем решение этой краевой задачи существует, если существует решение соответствующей задачи линейной теории упругости.

Относительно единственности А. А. Ильюшиным была доказана следующая теорема [62]: при заданных объемных силах ρF_i , поверхностных силах R_i на части граничной поверхности S_σ и перемещени-

ях u_i на части граничной поверхности S_u напряженное и деформированное состояние тела, т. е. u_i , σ_{ij} , ε_{ij} , определяются единственным образом, если нагружение простое.

Решение задач теории пластичности связано с решением системы нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных, что представляет собой чрезвычайно сложную математическую задачу, которая в аналитическом виде решается в исключительных случаях. Поэтому чаще всего используются приближенные методы.

Рассмотрим *метод последовательных приближений*, предложенный А. А. Ильюшиным [62] и называемый в теории пластичности *методом упругих решений*. Суть его заключается в рассмотрении последовательности линейных задач теории упругости, решения которых с увеличением порядкового номера сходятся к искомому решению задачи теории пластичности. Для построения алгоритма метода представим функцию $\varphi(\varepsilon_u)$ в виде:

$$\varphi(\varepsilon_u) = 1 - \omega(\varepsilon_u). \quad (3.36)$$

Если подставить (3.36) в (3.33), то

$$s_{ij} = 2G(1 - \omega(\varepsilon_u))\varepsilon_{ij}, \quad \sigma = 3K\varepsilon, \quad (3.37)$$

где $0 \leq \omega \leq 1$, причем $\omega(\varepsilon_u) = 0$, если $\varepsilon_u \leq \varepsilon_{ij}$, ε_{ij} – деформационный предел текучести.

Таким образом, при $\omega = 0$ уравнения (3.37) совпадают с соотношениями линейной теории упругости. Запишем дифференциальные уравнения равновесия и граничные условия, разложив тензор напряжений на девиаторную и шаровую части:

$$s_{ij,j} + \sigma_{ij} + \rho F_i = 0,$$

$$u_i = u_{i0} \text{ на } S_\alpha, \quad s_{ij}L_j + \sigma l_i = R_i \text{ на } S_\sigma. \quad (3.38)$$

Задача упругопластичности решалась в перемещениях. С этой целью подставлялись компоненты (3.37) в уравнения равновесия и силовые граничные условия (3.38) и учитывались соотношения Коши. В итоге получалось обобщение уравнений Ламе (3.22) и силовых граничных условий:

$$(\lambda + \mu)\theta_{ij} + \mu\Delta u_i + \rho F_i - F_{\omega i} = 0;$$

$$\lambda\theta l_i + \mu(u_{i,j} + u_{j,i})l_i = R_i + R_{\omega i} \text{ на } S_\sigma,$$

где $F_{\omega i} = 2G(\omega \varepsilon_{ij})_{,j}$, $R_{\omega i} = 2G\varepsilon_{ij}l_i\omega$ – фиктивные нагрузки.

За нулевое приближение принималось $\omega^{(0)} = 0$. Тогда фиктивные нагрузки $F_{\omega i} = R_{\omega i} = 0$, и для определения первого приближения $u_i^{(1)}$ имеем обычную задачу линейной теории упругости. По найденным перемещениям $u_i^{(1)}$ определяются величины $\varepsilon_{ij}^{(1)}$, ε_u^t , $\omega^{(1)} \equiv \omega(\varepsilon_u^{(1)})$, $F_{\omega i}^{(1)}$, $R_{\omega i}^{(1)}$. Для любого k -го приближения имеют место соотношения:

$$y_\sigma^p = C_2 q^{m_2} y_1 y_2;$$

$$\lambda\theta^{(k)}l_i + \mu(u_{i,j}^{(k)} + u_{j,i}^{(k)})l_i = R_i + R_{\omega i}^{(k-1)} \text{ на } S_\sigma. \quad (3.39)$$

Величины $F_{\omega i}^{(k-1)}$, $R_{\omega i}^{(k-1)}$ определяются $(k-1)$ -м приближением и называются дополнительными «внешними» нагрузками.

Модифицированные уравнения Ламе и граничные условия (3.39) являются линейными относительно неизвестных перемещений $u_i^{(k)}$. Они отличаются от соответствующих уравнений теории упругости тем, что к внешним силам ρF_i , R_i добавляются нагрузки $F_{\omega i}^{(k-1)}$, $R_{\omega i}^{(k-1)}$. Это позволяет по известному решению соответствующей задачи теории упругости построить решение задачи упругопластичности в рекуррентном виде.

Для сходимости метода упругих решений необходимо, чтобы параметр пластичности ω , связанный с функцией $\varphi(\varepsilon_u)$ соотношением (3.35), был малым по сравнению с единицей. При этом должно выполняться следующее условие [62], [63]:

$$1 > \omega + \varepsilon_u \frac{d\omega}{d\varepsilon_u} \geq \omega \geq 0. \quad (3.40)$$

Сходимость этого метода исследовалась различными авторами. На практике при решении конкретных задач обнаружено, что достаточно нескольких приближений, чтобы получить необходимую точность решения. Статическая постановка анализа надежности приведена в Приложении 2.

3.2. Структурное моделирование статической точности сборного инструмента

В работе [64] разработана структурная схематизация статической точности механических систем. При этом рассматриваются нормальная и тангенциальная деформации.

Тангенциально деформируемые стыки определяют контактные тангенциальные силовые смещения, так называемые предварительные смещения, которые наблюдаются до начала скольжения. При оценке силовых смещений используется аналоговая модель.

Если зуб сборного инструмента включает последовательно расположенные элементы упругости жесткостью k_1 с силой трения T_1 и упругости жесткостью k_2 (рис. 3.1, а), то его можно представить в виде структурной схемы (рис. 3.1, б). Наибольшая сила трения T_{\max} соответствует полной силе трения покоя или движения и входит в состав схемы как частный случай. Характеристика силовых смещений такой схемы приведена на рис. 3.1, в, где T_1 и T_2 – упругая и упруго-пластическая составляющая полной силы трения; y_1 и y_2 – соответствующие силовые смещения. Параметры T_1 , T_2 , k_1 , k_2 определяют по известным статистическим данным, полученным в результате обработки результатов экспериментальных исследований [65], [66].

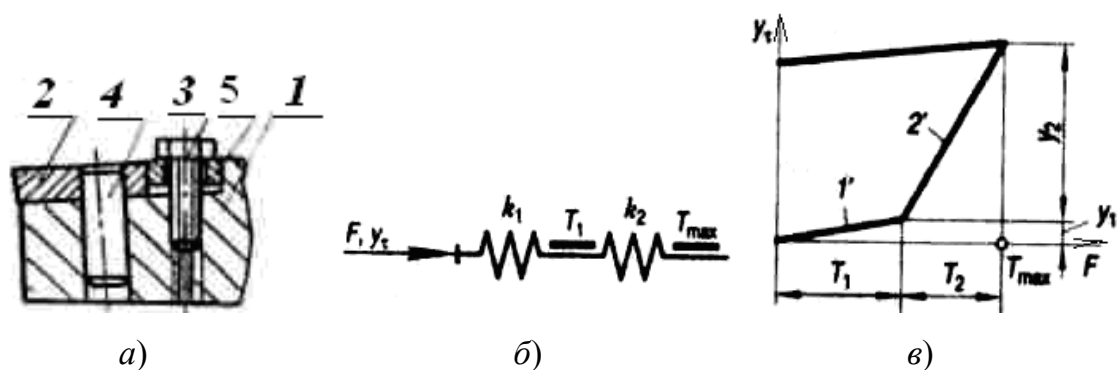


Рис. 3.1. Результаты моделирования статической точности:
 а – эскиз рабочей части; б – структурная схема; в – график силовых смещений: 1 – корпус; 2 – СМП; 3 – винт; 4 – штифт; 5 – клин

После преодоления силы трения T_1 система работает как чисто упругая и жесткость инструмента k определяется как системы с последовательной схемой связи:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2}. \quad (3.41)$$

Чаще всего по результатам эксперимента находят жесткости первого элемента упругости k_1 и системы k , а жесткость второго элемента упругости рассчитывается с учетом зависимости (3.41):

$$k_2 = \frac{kk_1}{k_1 - k}.$$

Расчет силовых смещений тангенциально деформируемых стыков для аналоговой модели (рис. 3.1) выполняется по формуле

$$y_{\tau_1} = \frac{F}{k} + \frac{F \pm T_y}{k_2}. \quad (3.42)$$

Контактная жесткость k_i , или податливость ω_i , часто определяется через отношение напряжения и упругого смещения. Этим объясняется встречающаяся в литературе размерность этих параметров: k_i (Н/м³), ω_i (м³/Н). В зависимости (3.42) тангенциальные смещения определяются через жесткость с размерностью Н/м. Составляющие тангенциальных смещений y_1 и y_2 (рис. 3.1, в) чаще всего определяются через тангенциальные напряжения τ (Н/м²) и податливость ω (м³/Н):

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= \omega_1 \tau, \text{ если } \tau \leq \tau_s; \\ y_2 &= \omega(\tau - \tau_s), \text{ если } \tau \geq \tau_s. \end{aligned} \right\} \quad (3.43)$$

При обработке деталей сила резания переменная. Поэтому математическая модель силовых смещений в общем виде для схемы на рис. 3.1, б тангенциально деформируемых стыков при нагрузке y_{τ}^H и разгрузке y_{τ}^P :

$$y_{\tau}^H = \omega_1 \tau_s + \omega(\tau - \tau_s) \text{ при } \tau \leq \tau_s; \quad (3.44)$$

$$y_{\tau_0}^P = y_{\tau}^H - \omega_1 \tau, \quad (3.45)$$

где τ , τ_s – текущее напряжение и соответствующее силе $F = T_1$; ω_1 , ω – податливость, соответственно, первого элемента упругости (рис. 3.1) и системы (зависимость 3.41); $1/k = \omega_1 y_{\tau_0}^P$ – остаточное смещение при разгрузке.

На характеристике рис. 3.1, ω_1 соответствует участок 1', а ω – участку 2'. Слагаемое $\omega_1 \tau$ после достижения равенства $\tau = \tau_s$ остается постоянным.

Обработка статистических данных [65], [66] позволяет установить соотношение параметров τ -характеристик:

$$\omega = (20 - 25)\omega_1, \quad T_1 = (0,6 - 0,7)T_{\max}. \quad (3.46)$$

Коэффициент ω_1 зависит от материала, шероховатости, вида обработки. Например, резец в резцедержателе представляет сложную конструкцию. На схеме экспериментальной установки (рис. 3.2, а) сдвигающая сила P смещает державку 1 относительно резцедержателя 2, резцедержатель 2 – относительно суппорта 3 и державку 1 относительно суппорта 3 – суммарное смещение системы y_c [64]. Для каждого стыка определяли упругие силовые смещения 1, упругопластические 2 и остаточные 3 (диаграммы рис. 3.2, б). Столбики определяют поле рассеивания силовых смещений, а точками указаны математически ожидаемые силовые смещения. Смещения для стыка 1–2 обозначены y_1 , для стыка 2–3 – через y_2 , суммарные силовые смещения державки 1 относительно суппорта 3 – через $y_{c,э}$ – экспериментальные и $y_{c,р}$ – расчетные.

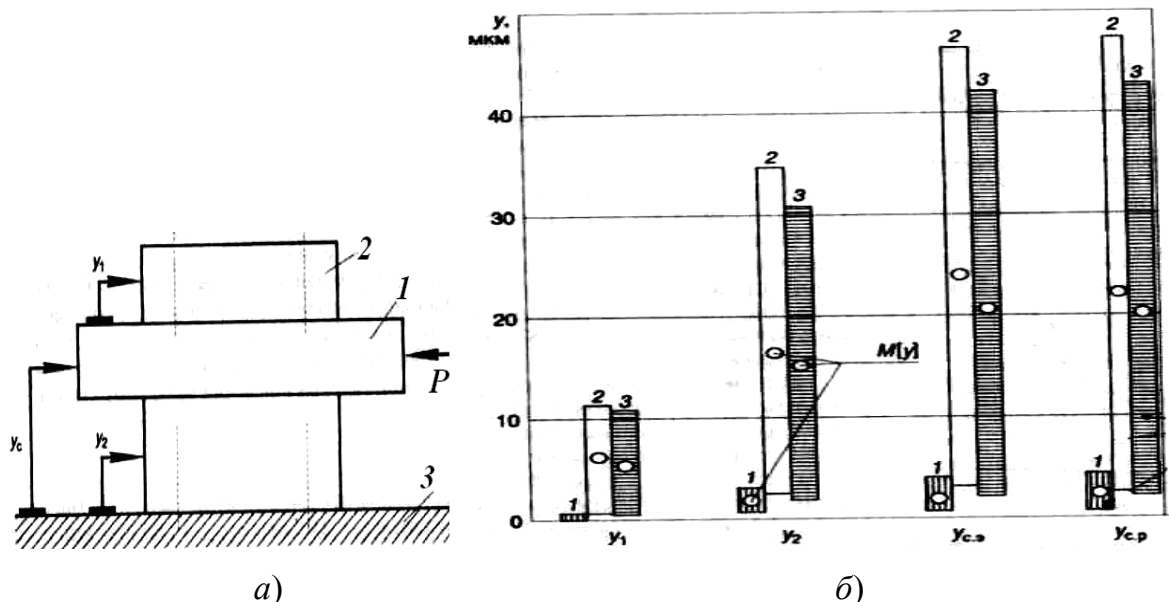


Рис. 3.2. Силовые смещения наладки:
 а – схема нагружения; б – экспериментально определенные силовые смещения

Суммарное силовое смещение такой системы y_c определяют суммой силовых смещений отдельных стыков $y_{\tau i}$:

$$y_c = \sum_{i=1}^q y_{\tau i}. \quad (3.47)$$

Суммарные математические ожидаемые $M[y]$ упругие силовые смещения составляют $y_{c,э1} - 2,01$ мкм и $y_{c,р1} - 1,88$ мкм; упругопластические $y_{c,э2} - 23,5$ мкм и $y_{c,р2} - 22,2$ мкм (рис. 3.2, б).

На специально созданной установке (рис. 3.3, а–в) имитируются тангенциальные смещения при одном ($n = 1$), двух ($n = 2$) и трех ($n = 3$) параллельно работающих стыках. Форма призмы была выбрана так, чтобы нагрузка на все грани (стыки) была одинаковой. Номинальная площадь контакта $S = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, нагрузка $N = 0,1$ кН.

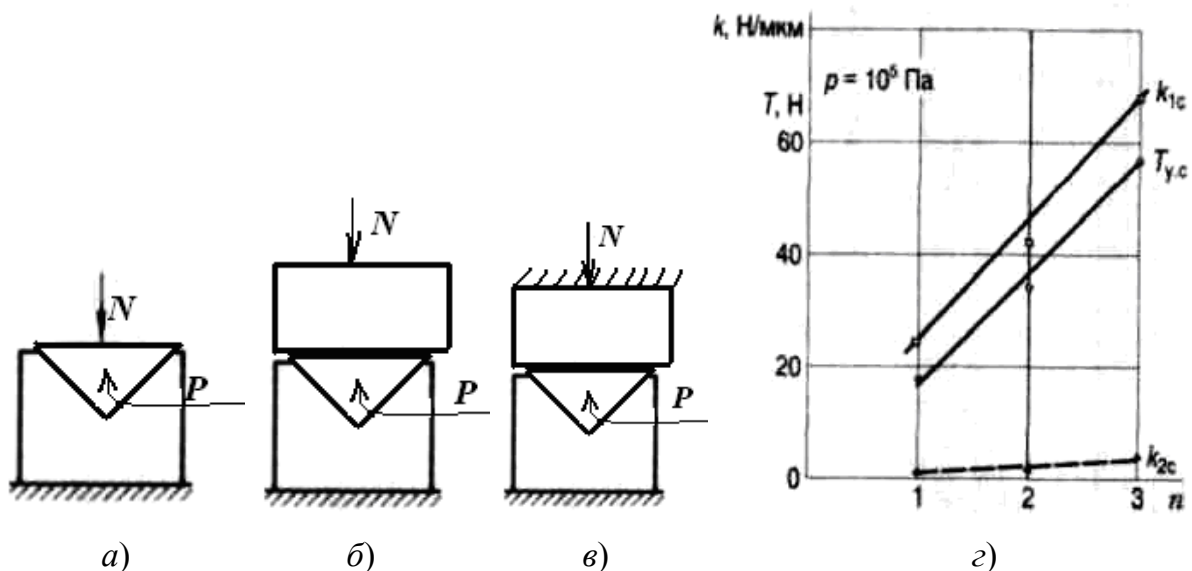


Рис. 3.3. Контактные тангенциальные силовые смещения с параллельно работающими стыками:
а–в – схемы установки; г – рассчитанная и экспериментально определенная жесткость

По результатам эксперимента на рис. 3.3, г нанесены экспериментальные точки тангенциальной контактной жесткости $k_{\tau ic}$ участка 1 (рис. 3.4) и k_{2c} участка 2 характеристики (рис. 3.4), построены соответствующие теоретически рассчитанные графики жесткости и упругой составляющей силы трения $T_{y,c}$ при одновременной работе одного, двух и трех работающих стыков ($n = 1-3$) [64].

Жесткости k_{1c} и k_{2c} суммируют жесткость соответствующих участков всех одновременно работающих стыков.

Удовлетворительное совпадение данных расчета (графики) и эксперимента (нанесенные точки) (рис. 3.3, з) позволяет рекомендовать зависимости для определения параметров системы с параллельно работающими стыками:

$$k_{1c} = \sum_{i=1}^n k_{1i}, \quad k_{2c} = \sum_{i=1}^n k_{2i}, \quad T_{y.c} = \sum_{i=1}^n T_{yi}, \quad (3.48)$$

где k_{1c}, k_{2c} – сумма жесткостей и параллельно работающих стыков, соответственно, участков 1 и 2 характеристики контактных тангенциальных силовых смещений (рис. 3.4), k_{1i}, k_{2i} – жесткость участков 1 и 2 характеристики контактных тангенциальных силовых смещений i -го стыка; $T_{y.c}, T_{yi}$ – упругая составляющая силы трения, соответственно, суммарная и i -го стыка.

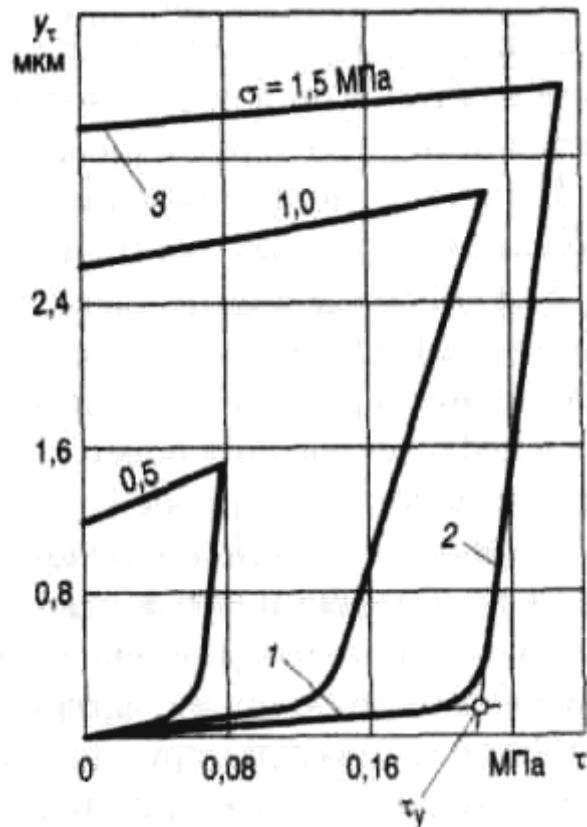


Рис. 3.4. Экспериментальные кривые тангенциальных стыков

Полученные характеристики при двух одновременно работающих стыках приведены на рис. 3.5.

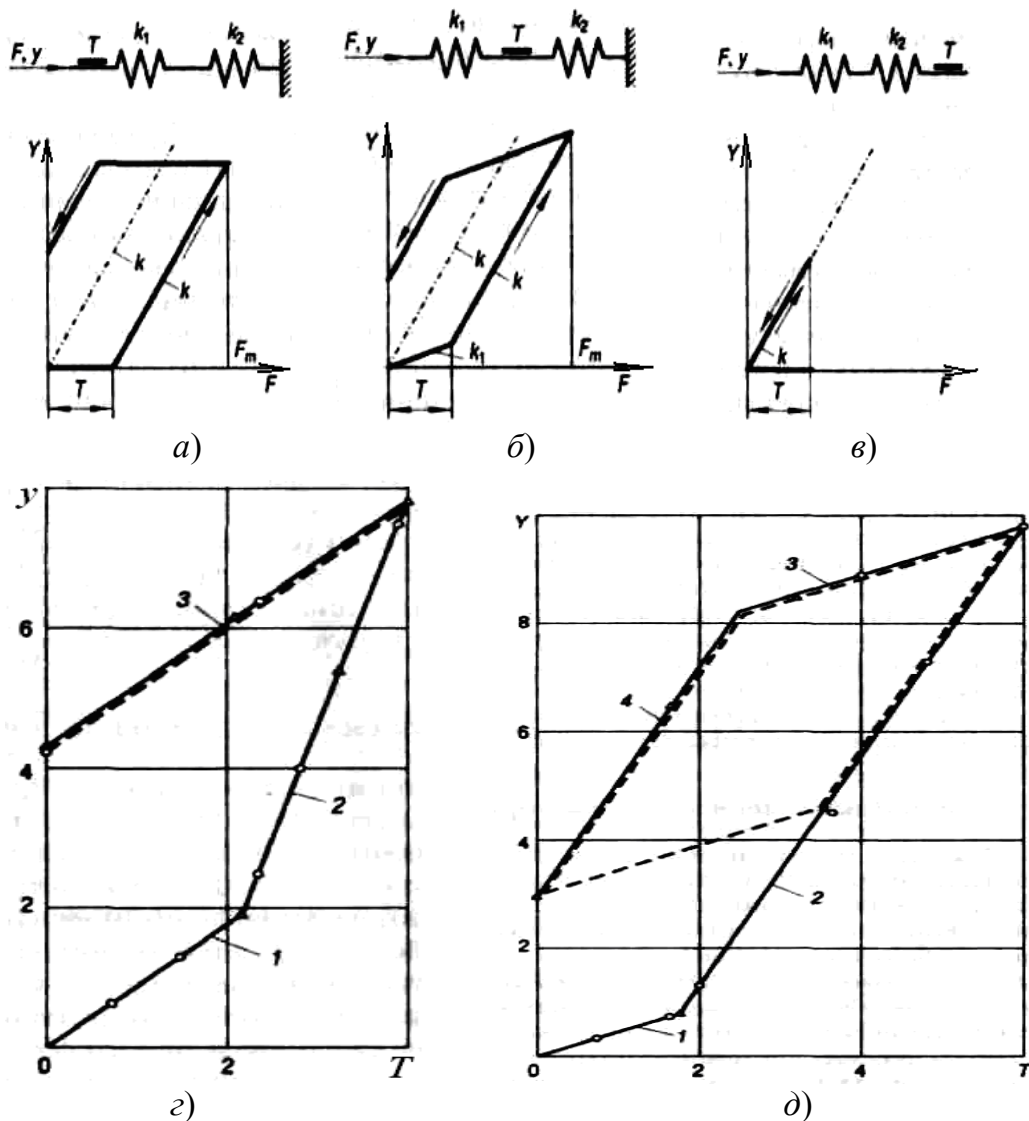


Рис. 3.5. Тангенциальные смещения:
 а-в – аналоговые модели и соответствующие теоретические
 графики; г, д – экспериментальные графики, соответственно,
 для одного и двух параллельно работающих стыков

Деформируемые стыки с контактными нормальными силовыми смещениями вызывают значительные силовые смещения в силу малой фактической площади контакта и больших давлений в точках контакта. Нормальные силовые смещения y_σ состоят из упругих y_y и пластических $y_{пл}$: $y_\sigma = y_y + y_{пл}$. Известные исследования [65], [66] являются основной информативной базой для составления аналоговой модели, расчета и построения характеристик. На нормальные контактные силовые смещения влияют субмикрощероховатость, шероховатость, волнистость, макроотклонения, твердость, модуль упругости, предел текучести.

С увеличением шероховатости растет удельный вес пластических деформаций:

$$y_{\sigma} = Cq^m, \quad (3.49)$$

где q – среднее давление, или контактное напряжение; C , m – соответственно, коэффициент и показатель степени, зависящие от материала, шероховатости поверхности, вида обработки и других параметров [65] (определяются экспериментально).

Типичные характеристики контактных нормальных силовых смещений показаны на рис. 3.6 и 3.7, а, которые описываются зависимостью (3.49).

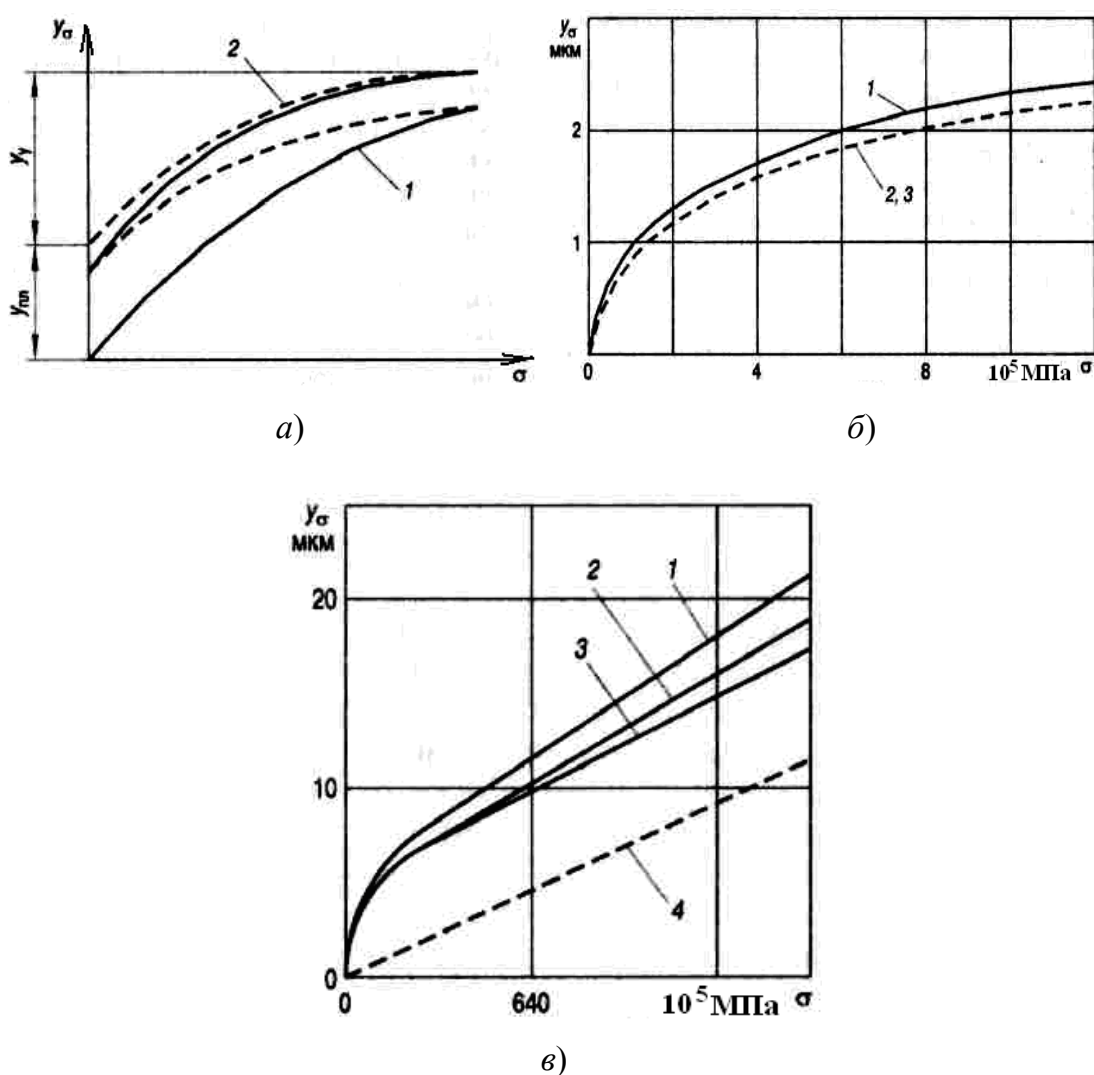


Рис. 3.6. Графики нормальных контактных силовых смещений: а, б – типовая и экспериментальные кривые (1–3 – номер цикла нагружения); в – сравнение контактных (1–3) и собственных смещений (4)

Наибольшие остаточные (пластические) смещения $y_{1пл}$ наблюдаются при первом цикле нагрузки–разгрузки (рис. 3.7, а, характеристика 1). При втором цикле нагрузки–разгрузки остаточные (пластические) $y_{2пл}$ и упругие $y_{2уп}$ изменяются мало (если относительное положение образцов перед нагрузкой не изменялось).

Если перед повторными нагружениями образцы смещать в тангенциальном направлении, то характеристика будет близка к первой. В неподвижных стыках деформации носят преимущественно упругий характер. В условиях подвижных стыков повторные нагружения занимают промежуточное положение между первым и повторными нагружениями. Нелинейность контактных силовых смещении связана с ростом фактической площади контакта при увеличении силы.

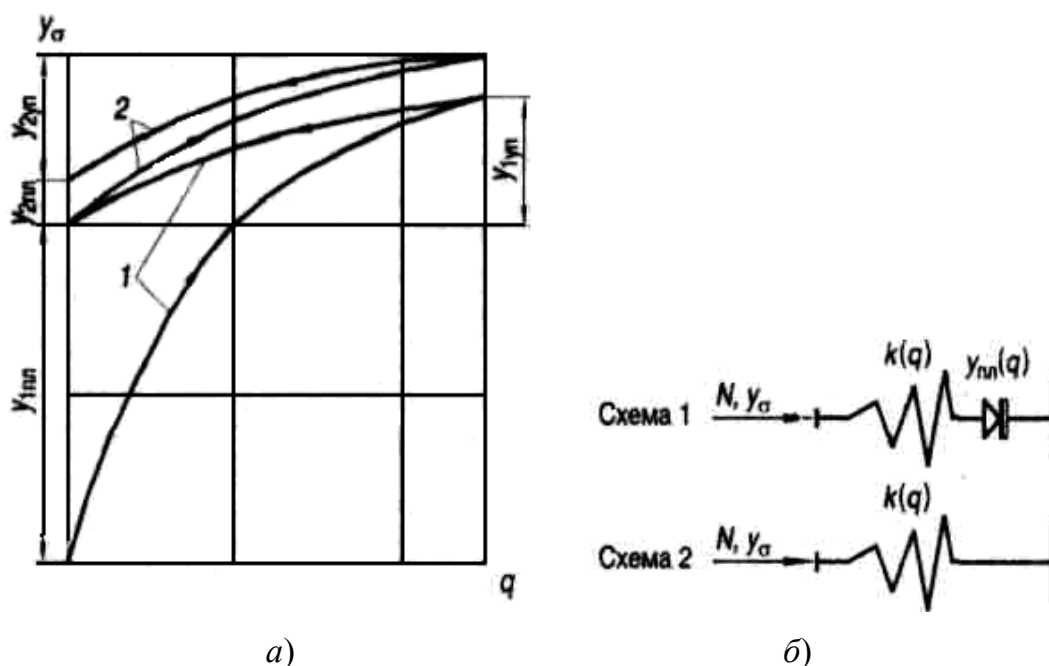


Рис. 3.7. Анализ нормально деформируемых стыков:
 а – типовые характеристики нормальных силовых смещений;
 б – аналоговые модели

При оценке контактных силовых смещений подвижных стыков следует учитывать и часть пластических смещений ($y_{1пл} + y_{2пл}$), показанных на рис. 3.7, а.

Для построения математической и аналоговой моделей нормальных контактных силовых смещений будем исходить из обобщенной формулы (3.9), подтвержденной многочисленными исследованиями. Общий вид эмпирических характеристик не исключает наличия

сил трения. Важно учесть, что упругие и пластические смещения в нормально деформируемых стыках зависят от нормальных сил N или давлений q . Зависимость (3.49) преобразуется к виду:

$$y_{\sigma} = \frac{N}{k(N)} + y_{\text{пл}}(N) = y_{\text{уп}}(N) + y_{\text{пл}}(N), \quad (3.50)$$

где y_{σ} – контактные нормальные силовые смещения; $k(N)$, $y_{\text{уп}}(N)$, $y_{\text{пл}}(N)$ – соответственно, жесткость, упругие и пластические силовые смещения, зависящие от нормальных сил.

В технической литературе обычно приводят упругую составляющую смещений $y_{\text{уп}}$, определяемую по зависимости (3.49) первичного 1 или вторичного 2 нагружений по разгрузочной ветви:

$$y_{\text{уп}} = C_2 q^{m^2}, \quad y_{\text{пл}} = C_1 q^{m^1} - C_2 q^{m^2}, \quad (3.51)$$

где индексы 1, 2 параметров C и m – соответственно, для нагружной и разгрузочной ветвей нормальных контактных деформаций, по которым определяются силовые смещения.

Пластическая составляющая $y_{\text{пл}}$ контактных нормальных силовых смещений определяется с учетом зависимости (3.49) при известных параметрах C_i и m_i для нагружных ветвей характеристик или по усредненным статистическим показателям.

В целях простоты и достоверности в расчетах следует ориентироваться на использование готовых эмпирических рекомендаций, позволяющих определить упругие и пластические составляющие контактных смещений. Для неподвижных, предварительно затянутых стыков при нагрузке и разгрузке определяются упругие смещения $y_{\text{уп}}$. Для подвижных стыков при нагрузке учитываются упругие и пластические смещения, при разгрузке – упругие по зависимостям (3.51), в которых давление q и параметры C , m определяют с учетом диапазона рабочих нагрузок и сил веса подвижных звеньев.

Аналоговая модель контактных нормальных силовых смещений для подвижных стыков показана на рис. 3.7, б – схема 1, для неподвижных – схема 2. В общем случае нормальные силовые смещения при нагрузке y_{σ}^{H} и разгрузке y_{σ}^{P} определяют с учетом зависимости (3.51):

$$y_{\sigma}^{\text{H}} = C_1 q^{m^1}, \quad y_{\sigma}^{\text{P}} = C_2 q^{m^2}, \quad (3.52)$$

где обозначения те же, что и в зависимости (3.51).

Численно силовое тангенциальное смещение элемента определяется по математическим моделям табл. 3.1. Но контактная тангенциальная податливость w зависит от конструктивного исполнения крепления инструмента.

На рис. 3.8 показаны варианты крепления резца и соответствующие аналоговые модели. Схема 1 на рис. 3.8 представляет собой типовой элемент конструкции – тангенциальный элемент по табл. 3.1. Резец 1 прижимается к опорной поверхности детали 2 силой N . Силовое смещение резца Y_1 определяют по математической модели табл. 3.1.

Схема 2 на рис. 3.8 отличается от первой наличием прокладки 3. Образуются две поверхности трения: между резцом и прокладкой, между прокладкой и деталью 2. Особенности конструкции описываются последовательно-параллельной схемой связи табл. 3.1, что учтено в аналоговой модели. Из сравнения аналоговых моделей схем 1, 2 видно, что силовое смещение резца y_2 по схеме 2 будет больше, чем y_1 по схеме 1. Чем больше прокладок, тем больше силовые смещения при прочих равных условиях.

В схеме 3 в отличие от первой и второй учитывается тангенциальная податливость зажимных звеньев конструкции. Тангенциальные смещения y_3 происходят одновременно по нижней и верхней граням резца, которые описываются параллельно-последовательной схемой связи 3 табл. 3.1.

По схеме 4 резец зажимается клином 4, который перемещается по нормали к плоскости чертежа винтом с правой и левой резьбой, расположенного соосно в клине (на схеме не показано). В результате силовое смещение резца y_4 определяется тремя тангенциально деформируемыми стыками, работающими параллельно.

Для каждой грани составляется своя аналоговая модель. В отличие от схемы 3 увеличивается число рабочих граней резца и число параллельно работающих аналоговых моделей.

В схеме 5 в отличие от схемы 4 имеется резец с регулировочным винтом 5 и упором 6. Аналоговая модель конструкции дополняется параллельно работающим элементом по табл. 3.1, который учитывает влияние упора. Силовое смещение резца y_5 описывается системой параллельно работающих трех тангенциальных элементов и одного парного элемента.

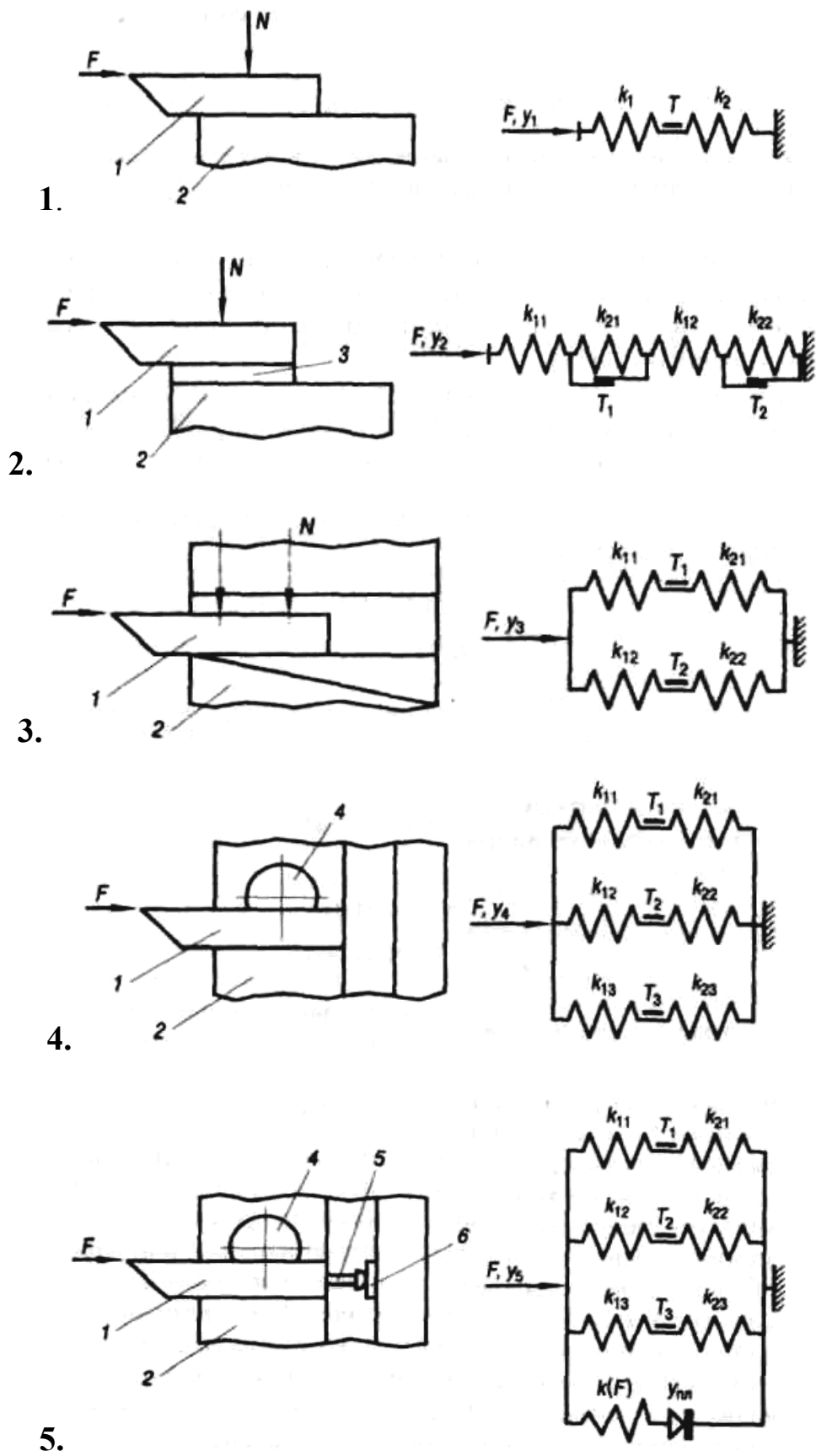

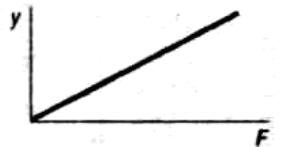

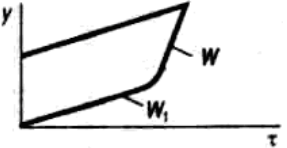
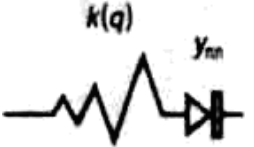



Рис. 3.8. Схемы крепления резцов и соответствующие аналоговые модели

Типовые элементы конструкций

Аналоговые модели	Математические модели	Характеристики силовых смещений
1. 	$y_{\mu} = F/k$ или $y_{\mu} = F\omega$	
2. 	$y_{\tau}^H = \omega_1 \tau + \omega(\tau - \tau_s);$ $\tau \leq \tau_s;$ $y_{\tau}^P = \omega_1 \tau$	
3. 	$y_{\sigma}^H = C_1 q^{m_1} y_1 y_2;$ $y_{\sigma}^P = C_2 q^{m_2} y_1 y_2$	

Для примера сравним рассмотренные схемы крепления по величине силовых смещений резцов. Силовое смещение резца y_1 по схеме 1 (рис. 3.8) под действием силы F (нагрузочное смещение $y_1 = y_{\tau}^n$) определяется по математической модели табл. 3.1:

$$y_{\tau}^n = \omega_1 \tau_s + \omega(\tau - \tau_s),$$

где первое слагаемое $\omega_1 \tau_s = y_{\tau_1}$ определяет смещение на первом участке тангенциальной характеристики, а второе $\omega(\tau - \tau_s) = y_{\tau_2}$ – на втором участке.

Для численного решения использовалась справочная информация [65] по параметрам тангенциальных элементов с сохранением принятой размерности параметров.

Податливость w_x при заданном нормальном напряжении $\sigma = 15 \cdot 10^5$ МПа:

$$W = 0,12 \cdot 10^{-5} \text{ мкм} \cdot \text{МПа}.$$

Наибольшее тангенциальное напряжение на первом участке характеристики, τ_i , определялось через коэффициент трения $f_y = 0,12$, и нормальное напряжение отсюда:

$$\tau_s = f_y \sigma = 1,8 \cdot 10^5 \text{ МПа};$$

$$y_{\tau_1} = \omega_1 \tau_s = 0,216 \text{ мкм}.$$

По рекомендациям [65], суммарную податливость тангенциального элемента определяем через податливость ω_1 : $\omega = 20\omega_1 = 2,4 \cdot 10^{-5}$ мкм · МПа. Наибольшее тангенциальное напряжение принимают больше τ_s : $\tau = 1,5\tau_s = 2,7 \cdot 10^5$ МПа, т. е.:

$$y_{\tau 2} = \omega(\tau - \tau_s) = 2,16 \text{ мкм}; \quad y_1 = y_{\tau}^H = y_{\tau 1} + y_{\tau 2} = 2,376 \text{ мкм}.$$

В аналоговой модели схемы 2 (рис. 3.8) внешняя сила F передается от модуля к модулю без потерь. При равных параметрах w_u , ω между деталями 1, 2 и 2, 3 силовое смещение y_2 будет в 2 раза больше, чем в схеме 1. Наличие прокладок под резцами снижает точность технологической системы, и тем больше, чем больше прокладок.

В схеме 3, где сила F воспринимается двумя параллельно работающими стыками, при прочих равных условиях суммарное силовое смещение y_3 будет в 2 раза меньше, чем для схемы 1. По этим же соображениям в схемах 4 и 5 смещение резца будет минимальным.

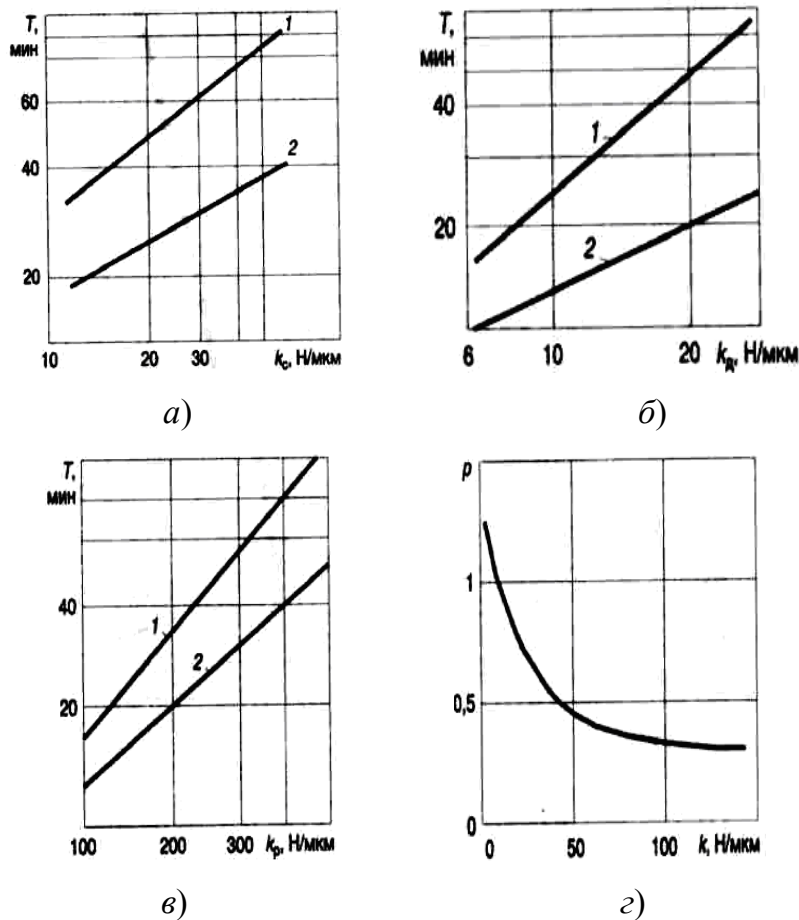


Рис. 3.9. Влияние жесткости:

а – станков; б – заготовок; в – резцов на стойкость инструмента;
 з – на себестоимость обработки

Проведенные экспериментальные исследования позволили установить влияние статической точности технологической системы на параметры надежности (рис. 3.9).

3.3. Влияние условий контакта сменных многогранных пластин с корпусом сборного резца на статические показатели надежности

Учитывая размеры крепежной части резца и особенности крепления резцедержателя в револьверной головке станка, использовался резцедержатель формы В2 по ГОСТ 24900–81 (рис. 3.10).

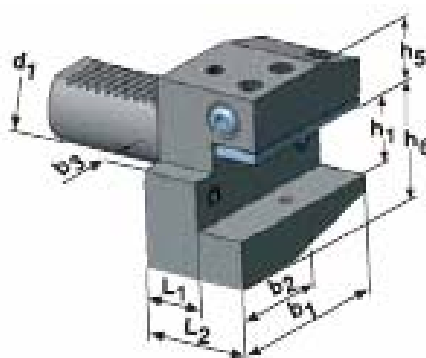


Рис. 3.10. 3D-модель резцедержателя

Для определения нагрузок выполнены расчеты режимов резания при точении цилиндрической поверхности (сталь 45) на токарно-винторезном станке с ЧПУ 16А20Ф3. Результаты расчетов представлены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

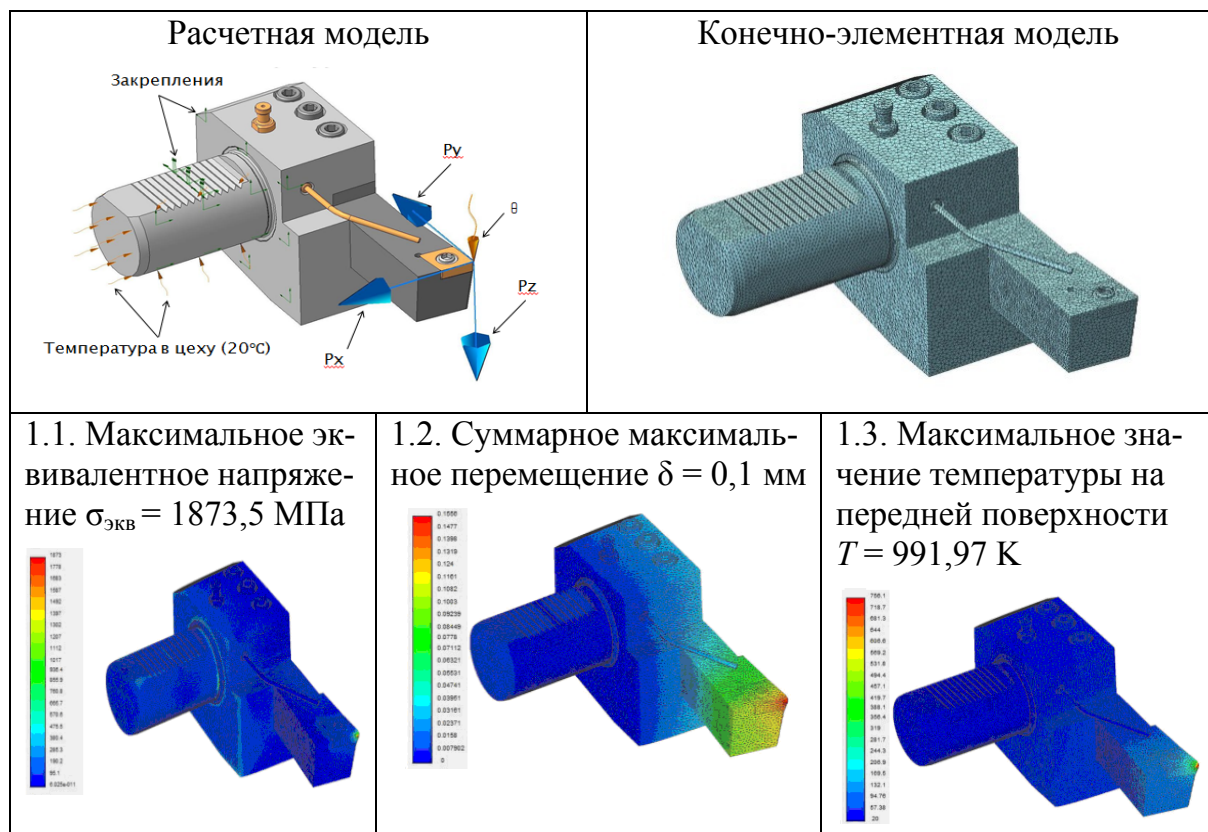
Результаты расчета режимов резания

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Значение
Глубина резания	t	мм	5
Подача	s	мм/об.	0,5
Скорость резания	V	мм/мин	94,25
Частота вращения заготовки	n	об./мин	750
Тангенциальная составляющая силы резания	P_Z	Н	3684,67
Радиальная составляющая силы резания	P_Y	Н	1109,43
Осевая составляющая силы резания	P_X	Н	2530,35
Температура в зоне резания	Θ	°С	756,11

После выбора элементов наладки и их параметров средствами пакета программы Компас-3DV15 была построена 3D-модель токарной наладки, которая представлена в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Результаты расчета НДС инструментальной наладки



На площадках контакта стружки с передней поверхностью и заготовки с задней задавались численные значения сил и температур, соответствующих составляющим P_z, P_y, P_x и температуре Θ . Используя программу ARMFEM, был выполнен расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) токарной наладки.

Результаты расчетов позволили установить, что напряжения достигают максимального значения 1873,5 МПа в зоне контакта стружки с поверхностью и в соединении хвостовика и корпусной части резцедержателя. Перемещения в зоне контакта стружки с поверхностью пластины достигает значения 0,1 мм.

По завершении выполнения предварительного анализа НДС токарной наладки был выполнен уточненный анализ НДС токарной наладки с учетом особенностей контактов (учтен дискретный контакт между режущей пластиной и державкой).

Наладка была разделена конечно-элементной сеткой, при этом режущая пластина, винт и контактирующие с ними поверхности державки были разделены с шагом 0,5 мм, державка и контактирующие с ней поверхности корпуса и подкладки были разделены с шагом 1,0 мм, а корпус, подкладка и винты были разделены с шагом 3 мм (рис. 3.11).

Для дальнейшего анализа выбирался резец токарный проходной со сменной многогранной пластиной по ГОСТ 29132–91 типа Т (табл. 3.4).

Таблица 3.4

Параметры резца

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Значение	Отклонение
Передний угол	γ	град.	0	–
Угол наклона главной режущей кромки	λ	град.	0	–
Угол в плане	φ	град.	95	± 1
Угол при вершине	ε	град.	80	–
Высота крепежной части	h	мм	32	$h13$
Ширина крепежной части	b	мм	25	$h13$
Длина резца	l_1	мм	170	$K16$
Высота рабочей части	h_1	мм	32	J_s14
Ширина рабочей части	f	мм	25	$0_0^{+0,5}$
Длина рабочей части	l_2	мм	не более 32	–
Длина режущей кромки пластины	l	мм	19	–
Диаметр вписанной в переднюю плоскость режущей пластины окружности	d	мм	19,05	–
Материал державки	–	–	Сталь 45 ГОСТ 1050–88	–

Предварительно, используя методику тонких окрашивающих покрытий [17], была получена топография контактной поверхности режущей пластины. Используя топографию, выполнили ее на 3D-модели сменных многогранных пластин (табл. 3.5).

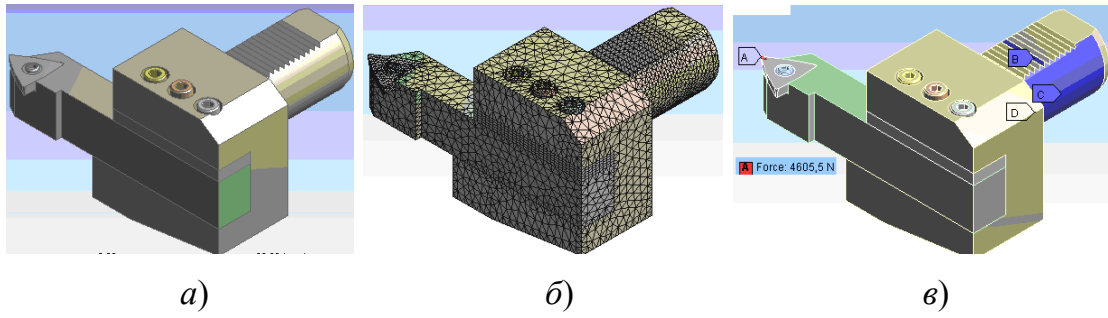
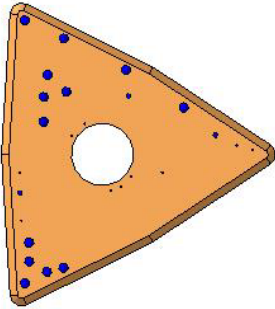
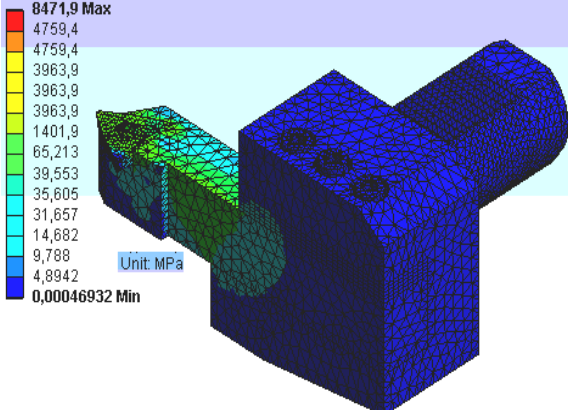
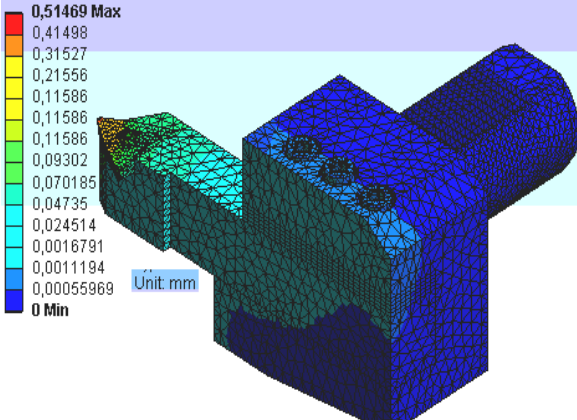
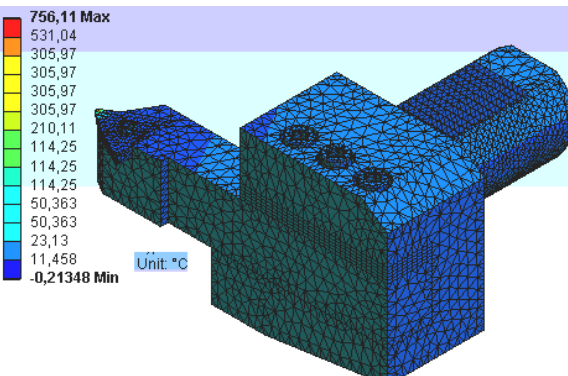


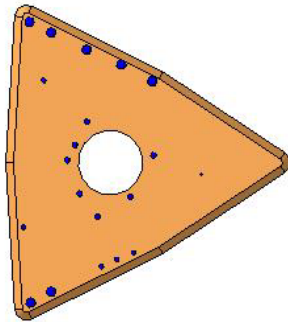
Рис. 3.11. Виртуальные модели токарной наладки:
 а – 3D-модель; б – конечно-элементная сетка;
 в – граничные условия

Таблица 3.5

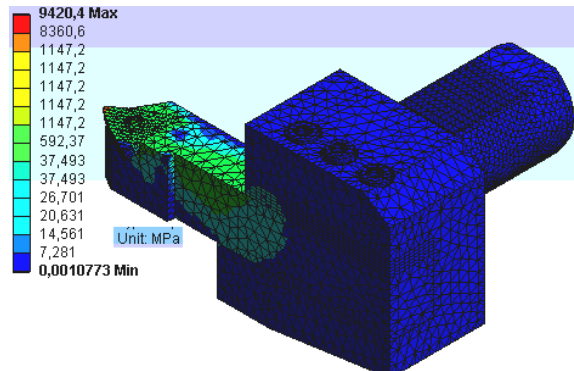
**Результаты расчета напряженно-деформированного состояния
 токарной наладки**

<p>1. Модель с контурной площадью касания опорной грани СМП с вероятностью 0,1</p> 	<p>1.1. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 8471,91$ МПа</p> 
<p>1.2. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,51455$ мм</p> 	<p>1.3. Максимальное значение температуры на передней поверхности $T = 804,1$ К, минимальное значение температуры $T = 293,634$ К</p> 

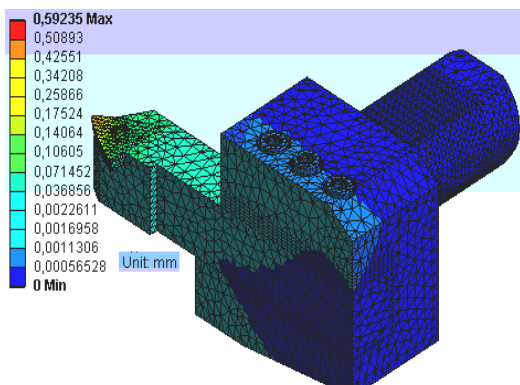
2. Модель с контурной площадью касания опорной грани СМП с вероятностью 0,2



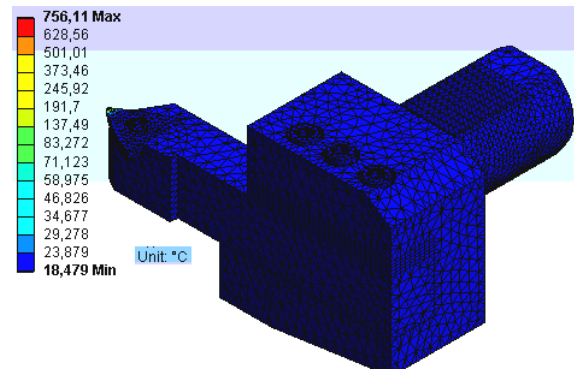
2.1. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 9420,4$ МПа



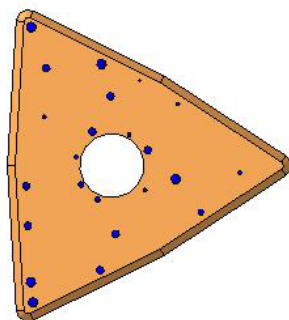
2.2. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,5923$ мм



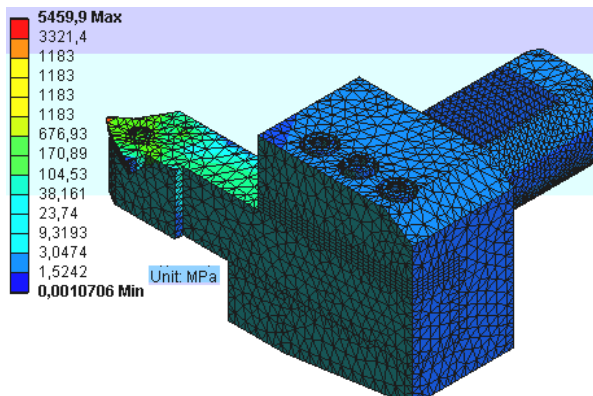
2.3. Максимальное значение температуры на передней поверхности $T = 904,7$ К, минимальное значение температуры $T = 293,634$ К



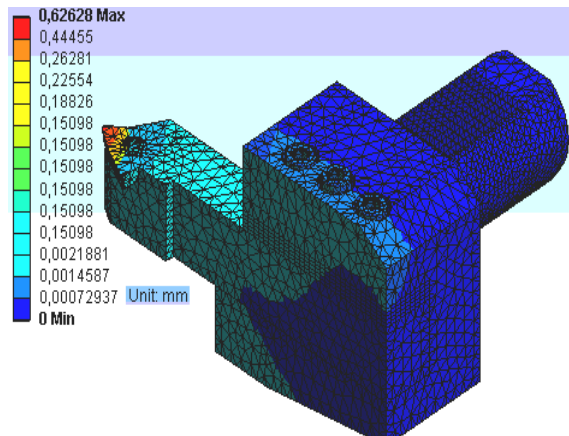
3. Модель с контурной площадью касания опорной грани СМП с вероятностью 0,3



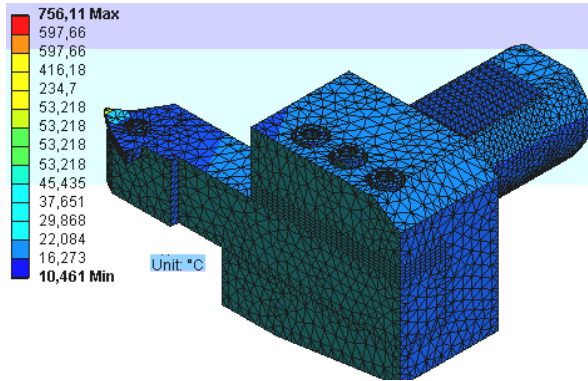
3.1. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 5459,91$ МПа



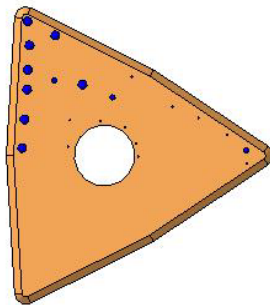
3.2. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,626$ мм



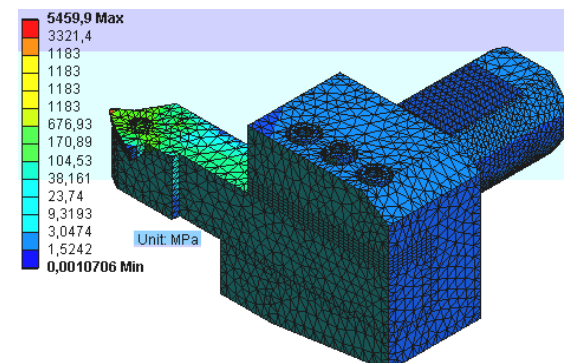
3.3. Максимальное значение температуры на передней поверхности $T = 870,1$ К, минимальное значение температуры $T = 293,634$ К



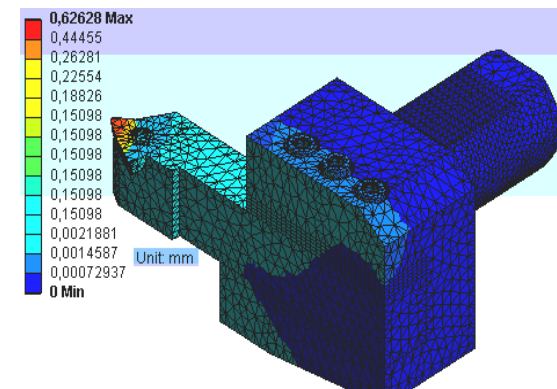
4. Модель с контурной площадью касания опорной грани СМП с вероятностью 0,4



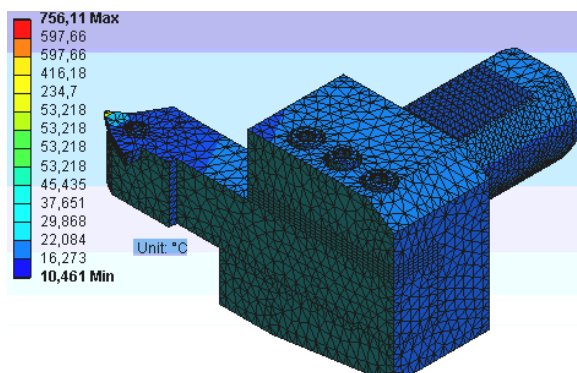
4.1. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 5459,91$ МПа



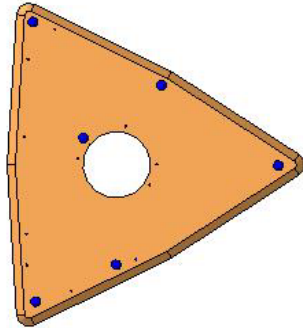
4.2. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,6263$ мм



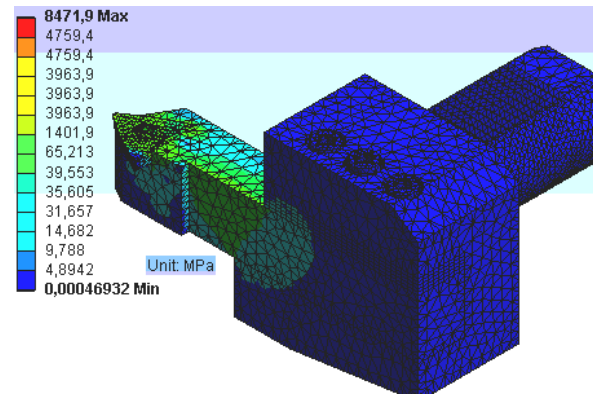
4.3. Максимальное значение температуры на передней поверхности $T = 870,7$ К, минимальное значение температуры $T = 293,634$ К



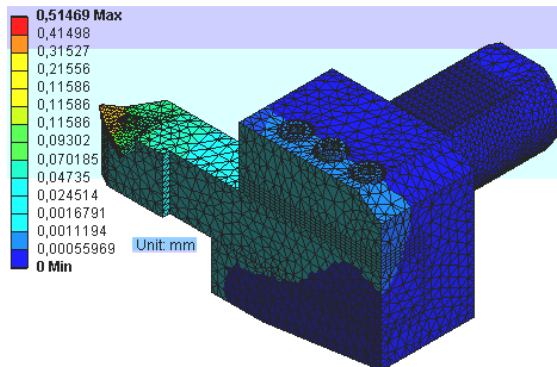
5. Модель с контурной площадью касания опорной грани СМП с вероятностью 0,5



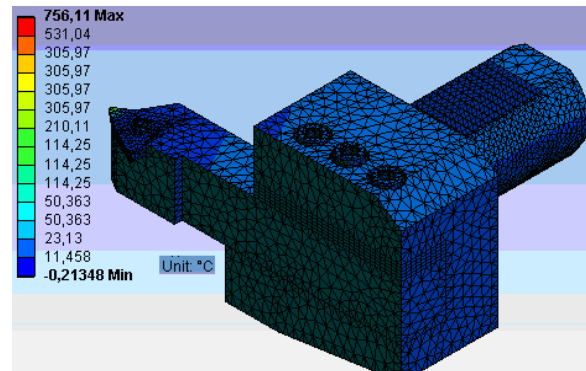
5.1. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 8471,91$ МПа



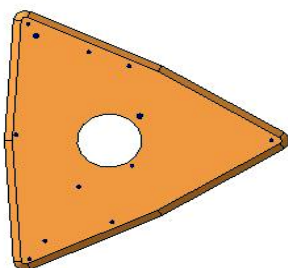
5.2. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,5147$ мм



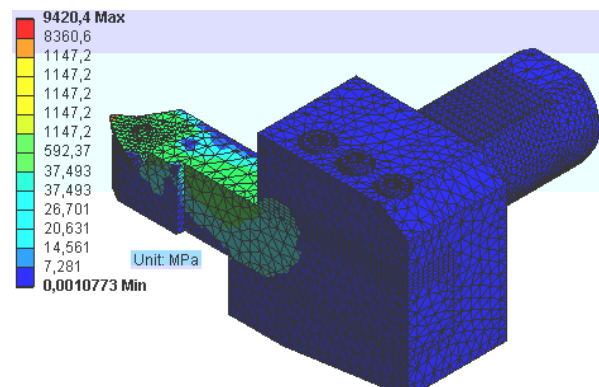
5.3. Максимальное значение температуры на передней поверхности $T = 804,1$ К, минимальное значение температуры $T = 293,634$ К



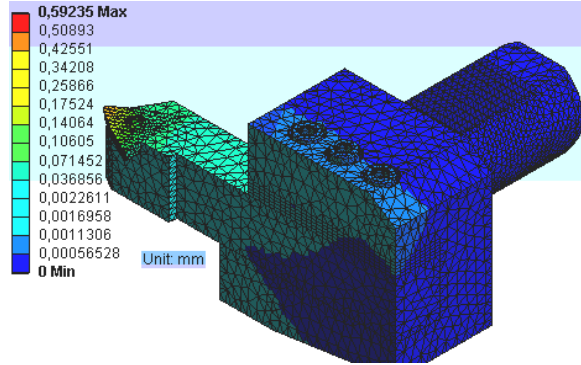
6. Модель с контурной площадью касания опорной грани СМП с вероятностью 0,55



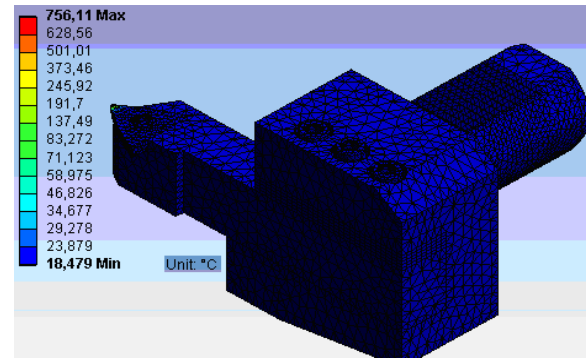
6.1. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 9520,4$ МПа



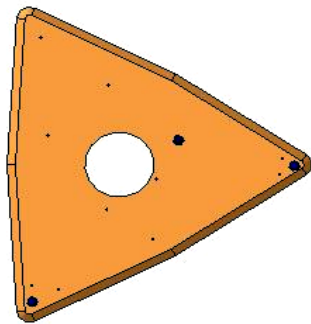
6.2. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,5923$ мм



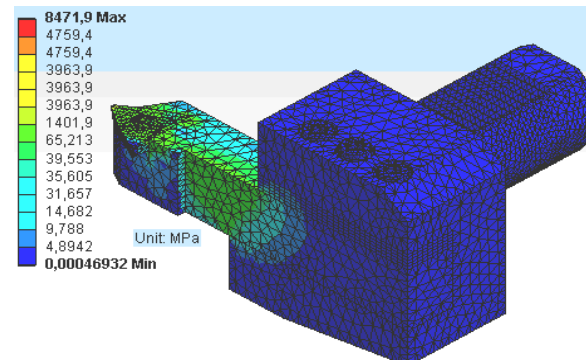
6.3. Максимальное значение температуры на передней поверхности $T = 901,1$ К, минимальное значение температуры $T = 293,63$ К



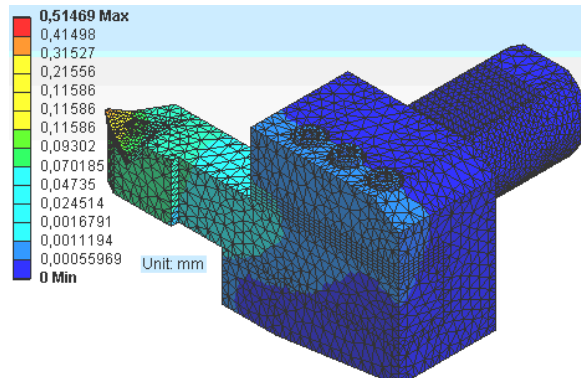
7. Модель с контурной площадью касания опорной грани СМП с вероятностью 0,6



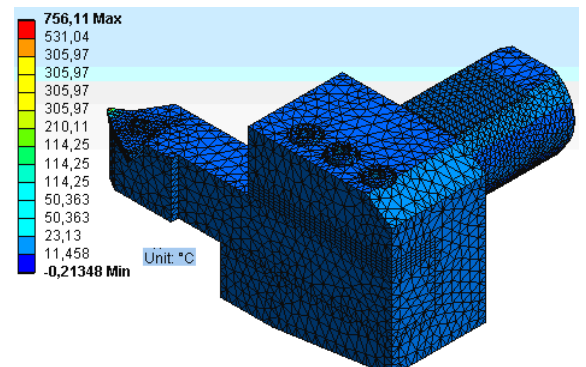
7.1. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 8471,91$ МПа



7.2. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,5147$ мм



7.3. Максимальное значение температуры на передней поверхности $T = 804,1$ К, минимальное значение температуры $T = 293,63$ К



Далее модель разбивалась на конечные элементы, при этом: режущая пластина и поверхности, контактирующие с ней, с шагом 0,5 мм; остальные элементы с шагом 3 мм.

На рис. 3.11, в представлена 3D-модель, на которой указаны нагрузки и контактирующие поверхности.

В результате расчетов установлено влияние формы контактной поверхности режущей пластины на напряженно-деформированное состояние токарной наладки. Полученные результаты позволяют заключить, что наибольшие напряжения возникают при использовании пластины с площадью касания при вероятности 0,2 (9420,4 МПа), а наименьшие – при использовании пластины площадью касания при вероятностях 0,3 и 0,4 (5459,9 МПа). Наибольшие перемещения наладка совершает при использовании пластины с площадью касания при вероятности 0,4 (0,6263 мм), а наименьшие перемещения совершаются при использовании пластины с площадью касания вероятности 0,6 (0,5147 мм).

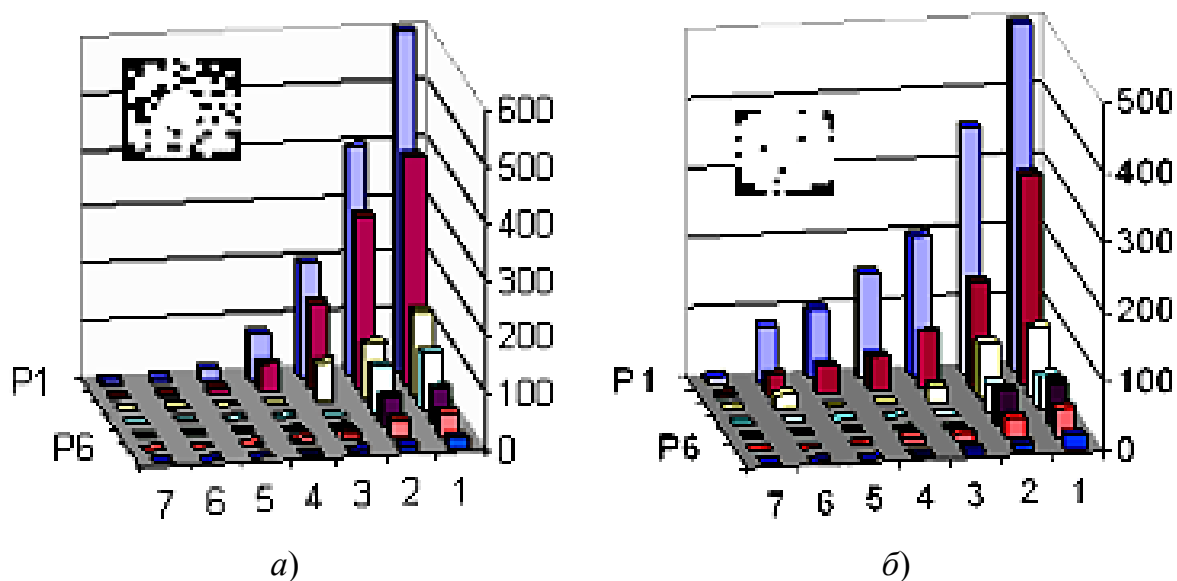


Рис. 3.12. Диаграммы контактных напряжений на опорных поверхностях четырехгранных СМП с вероятностью:
а – 0,2; б – 0,5

Как видно на рис. 3.12, с увеличением площади контакта опорной поверхности в 2,5 раза изменилось распределение контактных напряжений, а максимальные значения уменьшились в 1,2 раза.

3.4. Влияние конструктивных параметров внутренних сборных резьбонарезных фрез на показатели их статической надежности

3.4.1. Режимы резания

Нагрузка, действующая на режущие элементы, рассчитывалась с использованием схемы, изображенной на рис. 3.13.

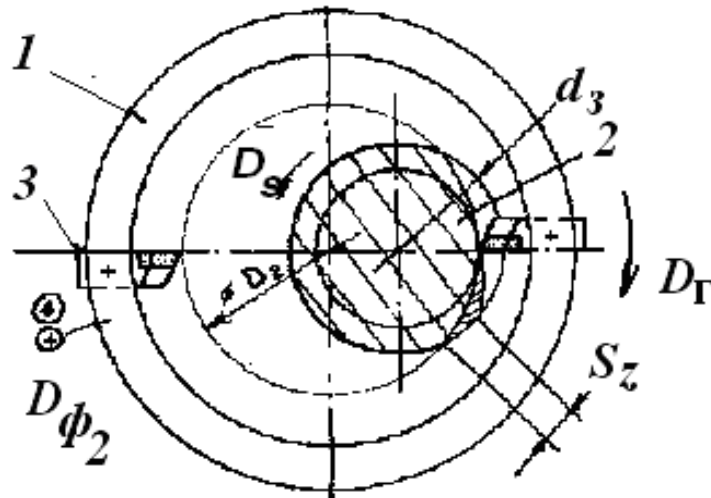


Рис. 3.13. Схема обработки:
1 – корпус фрезы; 2 – заготовка; 3 – зубья

Глубина резания при нарезании резьбы за один проход равняется высоте профиля резьбы, а при нарезании за несколько проходов – части профиля [67]:

$$t_{\text{чер}} = H - A; \quad t_{\text{чист}} = A; \quad t_{\text{чист}} = 5 \text{ мм},$$

где H – высота профиля нарезаемой резьбы, мм; A – припуск на чистовой проход, мм.

Величина продольной подачи равняется шагу резьбы:

$$s_{\text{прод}} = p; \quad s_{\text{прод}} = 22 \text{ мм},$$

где p – шаг нарезаемой резьбы, мм.

Скорость резания зависит от частоты вращения головки:

$$v = \frac{\pi D_z n_z}{1000},$$

где D_z – диаметр рабочей окружности головки, на которой располагаются вершины резцов головки, мм; n_z – частота вращения головки, об./мин.

$$\vartheta = \frac{\pi \cdot 65 \cdot 1800}{1000} = 367,38 \text{ м/мин.}$$

Величина круговой подачи на зуб – перемещение поверхности резания за время поворота головки на один зуб – регулируется путем изменения частоты вращения заготовки n_u . Если принять, что за время одного оборота нарезаемого изделия – винта – резцами прорезается канавка длиной l_0 , то в течение одной минуты прорезается канавка длиной l_k :

$$l_k = \frac{\pi d}{\cos \beta} n_u.$$

За время одной минуты все резцы сделают N срезов, число которых равно произведению числа резцов Z в головке и частоты ее вращения:

$$N = Zn_z.$$

Подача на зуб s_z определялась по выражению

$$s_z = \frac{\pi d_u n_u}{\cos \beta \cdot Zn_z}.$$

На основании этой зависимости назначалась частота вращения изделия (винта) n_u , которая корректировалась по выбранной и принятой величине подачи на зуб s_z :

$$n_u = \frac{s_z \cdot \cos \beta \cdot Zn_z}{\pi d_u},$$

где n_u – частота вращения шпинделя станка и нарезаемого винта, об./мин; s_z – выбранная величина подачи на зуб, мм/зуб; β – угол подъема резьбы; Z – число резцов в головке; n_z – частота вращения головки, об./мин; d_u – наружный диаметр нарезаемой резьбы, мм.

$$n_u = \frac{0,5 \cdot \cos 20 \cdot 4 \cdot 1800}{\pi \cdot 44} = 24,5 \text{ об./мин.}$$

Главная составляющая силы резания определялась по формуле

$$P_z = \frac{10C_p t^x S_z n_u}{D^q n_z^u}.$$

Значение коэффициента C_p и показателей степеней x, y, u, q, w находили по справочнику [68], при этом они имели следующие значения: $C_p = 825$; $x = 1,0$; $y = 0,75$; $u = 1,1$; $q = 1,3$; $w = 0,2$.

$$P_z = \frac{10 \cdot 825 \cdot 5^1 \cdot 0,5^{0,75}}{65^{1,3} \cdot 1800^{0,2}} = 2412 \text{ Н};$$

$$P_x = P_z \cdot 0,5 = 2412 \cdot 0,5 = 1206 \text{ Н};$$

$$P_y = P_z \cdot 0,3 = 2412 \cdot 0,3 = 723,6 \text{ Н}.$$

В производственной практике используются фрезы с четырьмя и шестью зубьями. Поэтому на первом этапе расчетов исследовалось НДС при четырех режущих элементах, на втором этапе – при шести. Для головки с шестью зубьями подачу на зуб принимали равной $S_z = 0,337$ мм/зуб, а силы резания рассчитывали по вышеприведенной зависимости:

$$P_z = \frac{10 \cdot 825 \cdot 5^1 \cdot 0,337^{0,75}}{65^{1,3} \cdot 1800^{0,2}} = 1792 \text{ Н};$$

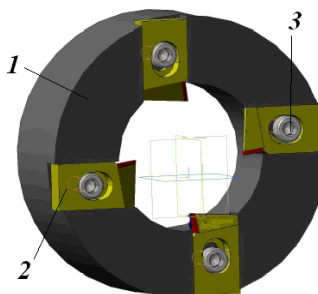
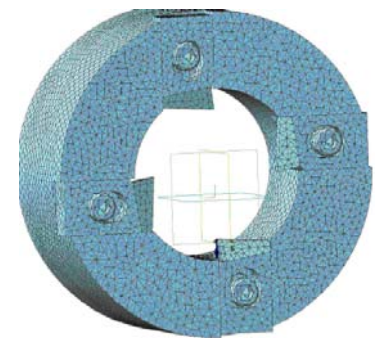
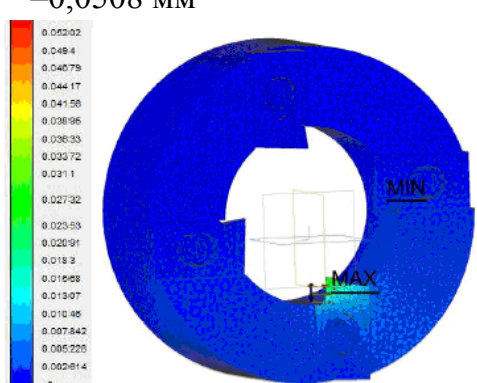
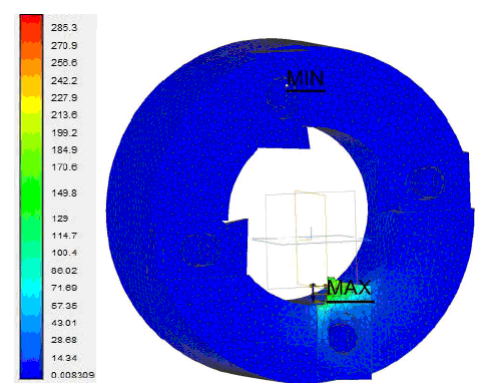
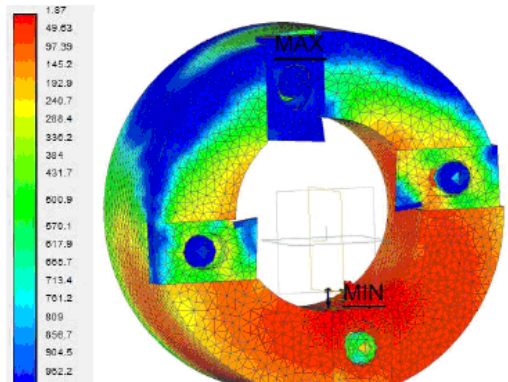
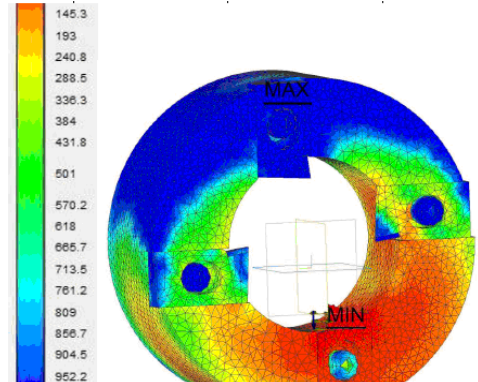
$$P_x = P_z \cdot 0,5 = 1792 \cdot 0,5 = 896 \text{ Н};$$

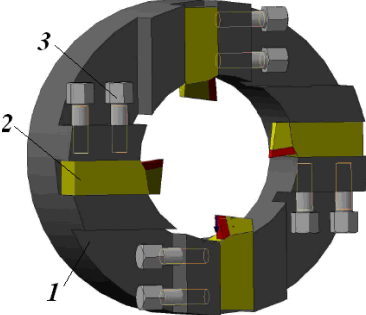
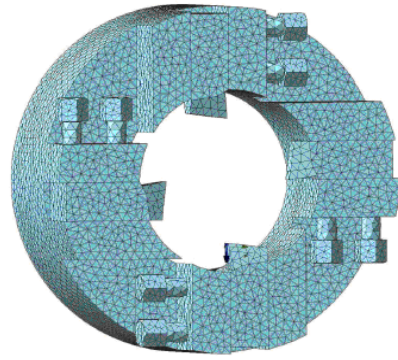
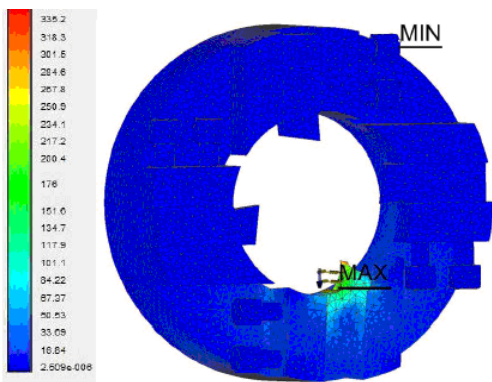
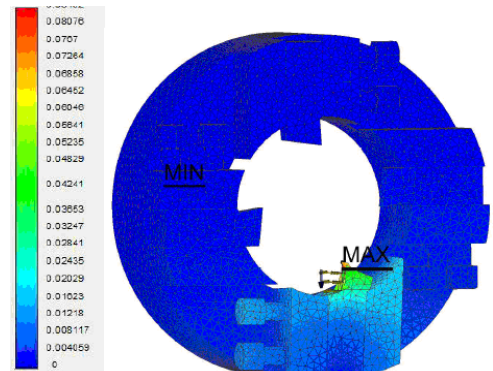
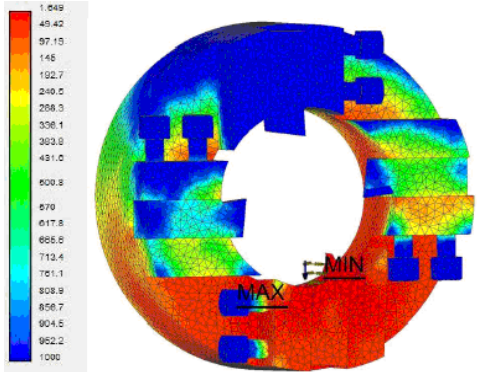
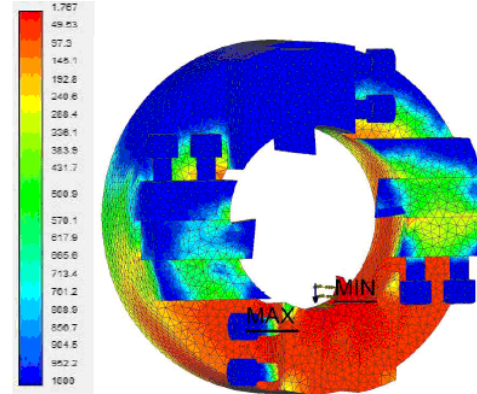
$$P_y = P_z \cdot 0,3 = 1792 \cdot 0,3 = 537,6 \text{ Н}.$$

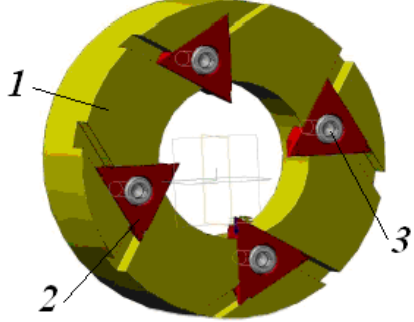
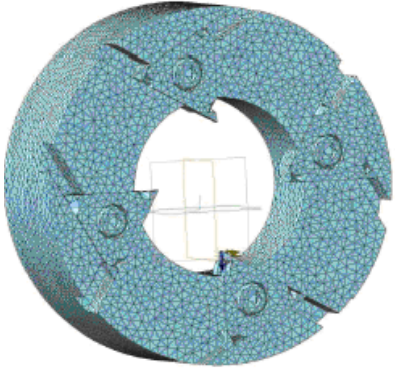
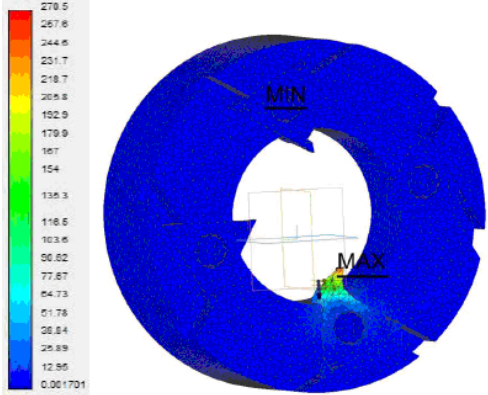
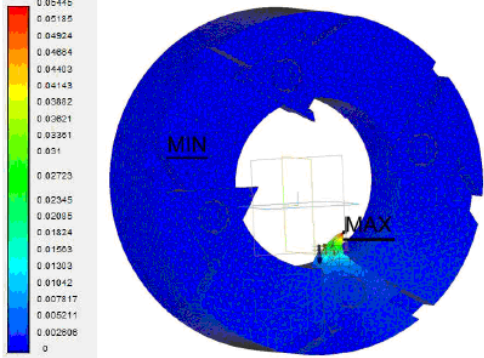
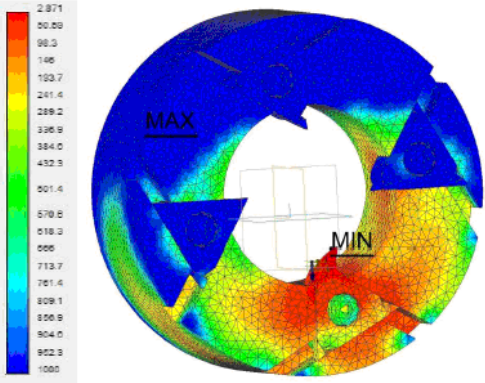
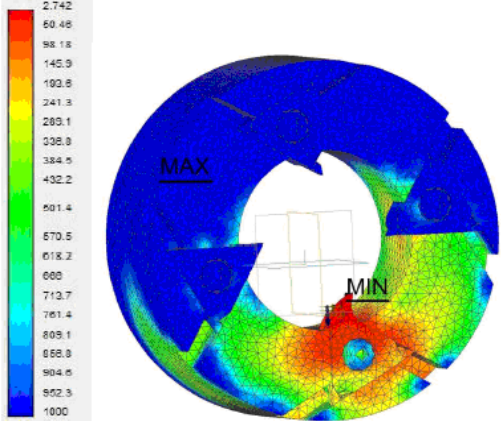
3.4.2. Статические показатели надежности

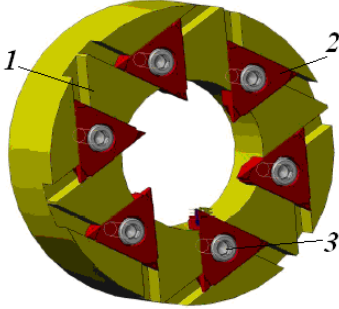
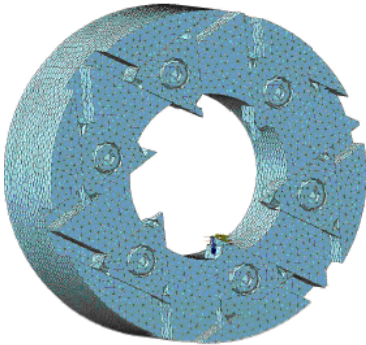
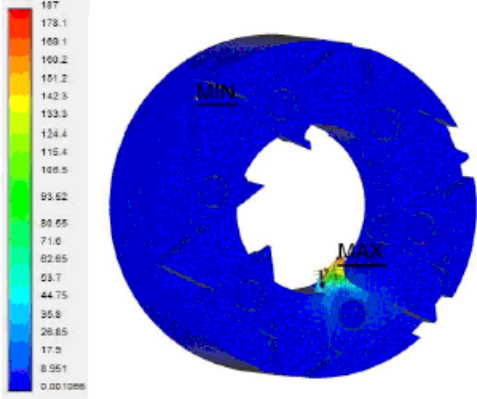
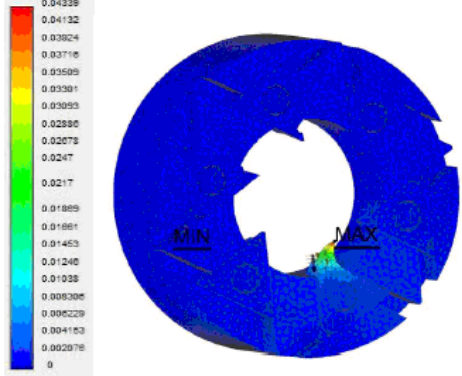
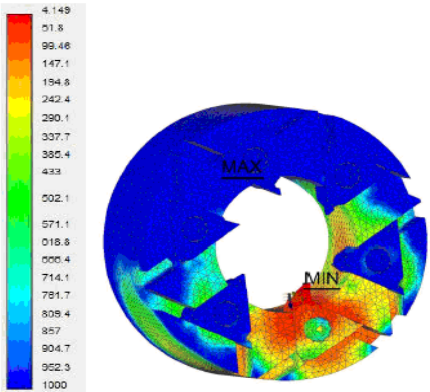
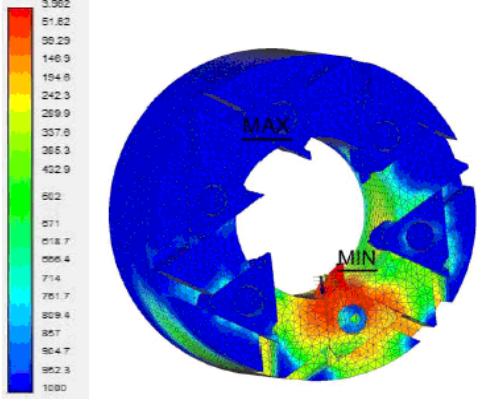
У варианта с шестью режущими элементами рассматривались два конструктивных исполнения: с радиальным закреплением стандартных сменных многогранных пластин и с креплением трехгранных пластин со специальным профилем режущих кромок. Для каждого конструктивного варианта разрабатывалась 3D-модель и создавалась конечно-элементная сетка. Используя теорию прочности, определялись эквивалентные напряжения и перемещения. Результаты расчетов представлены в табл. 3.6.

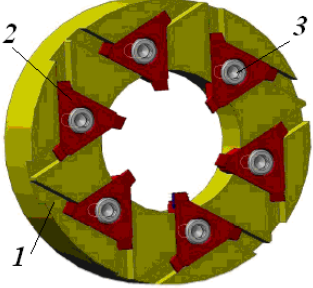
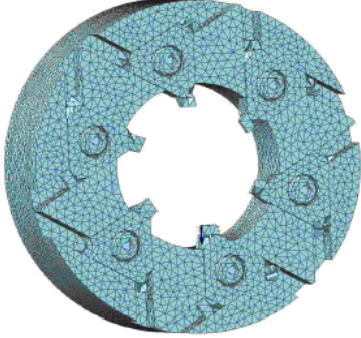
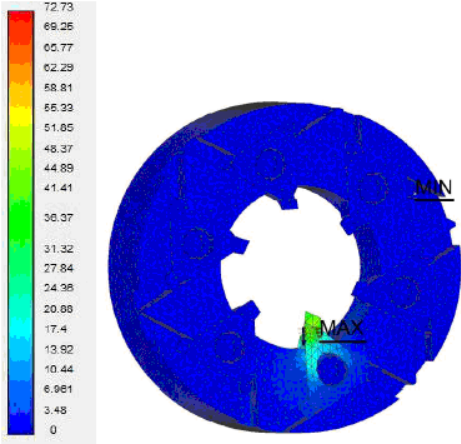
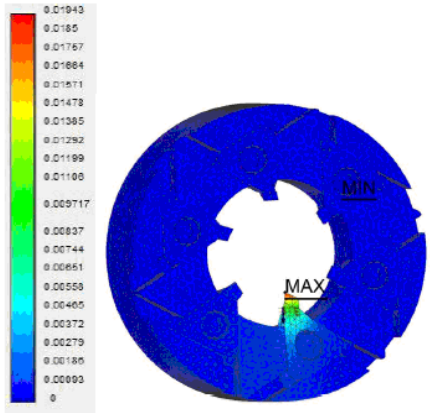
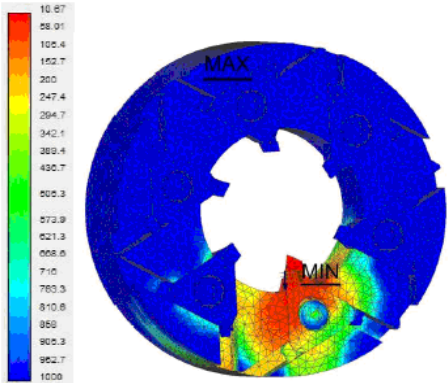
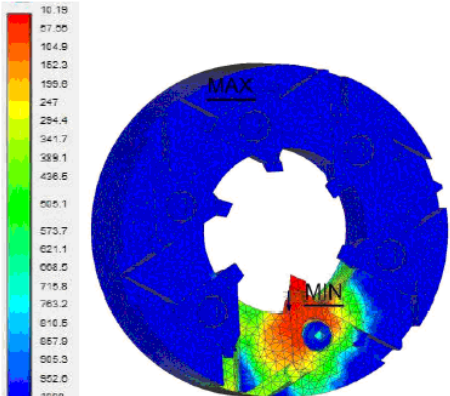
Результаты анализа статических параметров фрез

Вариант	Расчетная схема	Расчетная схема
1	<p>1.1. 3D-модель первого конструктивного варианта</p>  <p>1 – корпус; 2 – зуб; 3 – крепежный винт</p>	<p>1.2. Конечно-элементная сетка первого конструктивного варианта</p> 
	<p>1.3. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,05463$ мм, по оси $Z - \delta_z = 0,01139$ мм, по оси $Y - \delta_y = 0,02113$ мм, по оси $X - \delta_x = -0,0508$ мм</p> 	<p>1.4. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 299,591$ МПа</p> 
	<p>1.5. Распределение коэффициента запаса по текучести $K_{\text{min}} = 1,8$</p> 	<p>1.6. Распределение коэффициента запаса по прочности $K_{\text{min}} = 2$</p> 

Вариант	Расчетная схема	Расчетная схема
2	<p>2.1. 3D-модель второго конструктивного варианта</p>  <p>1 – корпус; 2 – зуб; 3 – крепежный винт</p>	<p>2.2. Конечно-элементная сетка второго конструктивного варианта</p> 
	<p>2.3. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 351,995$ МПа</p> 	<p>2.4. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,0848$ мм, по оси Z – $\delta_z = 0,0787$ мм, по оси Y – $\delta_y = 0,02113$ мм, по оси X – $\delta_x = 0,01079$ мм</p> 
	<p>2.5. Распределение коэффициента запаса по текучести $K_{\text{min}} = 1,649$</p> 	<p>2.6. Распределение коэффициента запаса по прочности $K_{\text{min}} = 1,7668$</p> 

Вариант	Расчетная схема	Расчетная схема
3	<p>3.1. 3D-модель третьего конструктивного варианта</p>  <p>1 – корпус; 2 – сменная многогранная пластина; 3 – крепежный винт</p>	<p>3.2. Конечно-элементная сетка третьего конструктивного варианта</p> 
	<p>3.3. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 270,528$ МПа</p> 	<p>3.4. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,054455$ мм, по оси Z – $\delta_z = 0,04929$ мм, по оси Y – $\delta_y = 0,004857$ мм, по оси X – $\delta_x = 0,02256$ мм</p> 
	<p>3.5. Распределение коэффициента запаса по текучести $K_{\text{min}} = 2,8715$</p> 	<p>3.6. Распределение коэффициента запаса по прочности $K_{\text{min}} = 2,7418$</p> 

Вариант	Расчетная схема	Расчетная схема
4	<p>4.1. 3D-модель четвертого конструктивного варианта</p>  <p>1 – корпус; 2 – сменная многогранная пластина; 3 – крепежный винт</p>	<p>4.2. Конечно-элементная сетка четвертого конструктивного варианта</p> 
	<p>4.3. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 187,0398$ МПа</p> 	<p>4.4. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0.043392$ мм, по оси Z – $\delta_z = 0,03861$ мм, по оси Y – $\delta_y = 0,003962$ мм, по оси X – $\delta_x = 0,01928$ мм</p> 
	<p>4.5. Распределение коэффициента запаса по текучести $K_{\text{min}} = 4,14939$</p> 	<p>4.6. Распределение коэффициента запаса по прочности $K_{\text{min}} = 3,962$</p> 

Вариант	Расчетная схема	Расчетная схема
5	<p>5.1. 3D-модель пятого конструктивного варианта</p>  <p>1 – корпус; 2 – сменная многогранная пластина; 3 – крепежный винт</p>	<p>5.2. Конечно-элементная сетка пятого конструктивного варианта</p> 
	<p>5.3. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 72,73383$ МПа</p> 	<p>5.4. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,019435$ мм, по оси Z – $\delta_z = 0,006959$ мм, по оси Y – $\delta_y = 0,01114$ мм, по оси X – $\delta_x = 0,009037$ мм</p> 
	<p>5.5. Распределение коэффициента запаса по текучести $K_{\text{min}} = 10,669$</p> 	<p>5.6. Распределение коэффициента запаса по прочности $K_{\text{min}} = 10,188$</p> 

В табл. 3.6 представлены, кроме 3D-моделей каждого конструктивного варианта и конечно-элементных сеток, картины распределения эквивалентных напряжений и перемещений, а также картины распределений запасов прочности по напряжениям текучести и предельным.

В результатах расчета представлено суммарное максимальное перемещение δ , а также максимальные перемещения вдоль осей $Z - \delta_z$; $Y - \delta_y$ и $X - \delta_x$.

Кроме того, рассчитаны значения максимального эквивалентного напряжения ($\sigma_{\text{экв}}$), минимальных коэффициентов запаса текучести и прочности.

В ходе проведения исследования влияния конструктивных вариантов режущих элементов инструментальной наладки внутренних сборных резьбонарезных фрез на статические показатели надежности было установлено, что наибольшие напряжения возникают при использовании крепления зубьев головки в тангенциальном направлении (вариант 2, табл. 3.6), которые составили $\sigma_{\text{экв}} = 351,995$ МПа, а наименьшие – при использовании трехгранных пластин с креплением их в осевом направлении с базированием в закрытый паз (вариант 3, табл. 3.6, $\sigma_{\text{экв}} = 270,5$ МПа). Наибольшие перемещения наладка совершает при использовании крепления зубьев головки в тангенциальном направлении (вариант 2, табл. 3.6), которые составили: суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,0848$ мм, по оси $Z - \delta_z = 0,0787$ мм, по оси $Y - \delta_y = 0,02113$ мм, по оси $X - \delta_x = 0,01079$ мм. Наименьшие перемещения возникают при использовании трехгранных пластин с креплением их в осевом направлении с базированием в закрытый паз (вариант 3, табл. 3.6), которые составили: суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,054455$ мм, по оси $Z - \delta_z = 0,04929$ мм, по оси $Y - \delta_y = 0,004857$ мм, по оси $X - \delta_x = 0,02256$ мм. Сравнение результатов расчетов головок с шестью зубьями позволяет заключить, что наибольшие напряжения возникают при использовании трехгранных пластин с креплением их в осевом направлении с базированием в закрытый паз (вариант 4, табл. 3.6), которые составили $\sigma_{\text{экв}} = 187,0398$ МПа, что в 2,38 раза больше, чем у пластин специальной формы (вариант 5, табл. 3.6). Наибольшие перемещения наладка совершает при использовании трехгранных пластин с креплением их в осевом направлении с базированием в закрытый паз (вариант 4, табл. 3.6), которые составили: суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,043392$ мм, по оси $Z - \delta_z = 0,03861$ мм, по оси $Y - \delta_y = 0,003962$ мм, по оси $X - \delta_x = 0,01928$ мм.

Результаты исследований позволяют заключить, что наиболее оптимальным вариантом фрезы является конструкция пятого варианта, так как обеспечивает большую точность при меньших напряжениях.

3.4.3. Влияние конструктивных элементов инструментальной головки

Режимы резания представлены в табл. 3.7. Для проведения расчетов разработана 3D-модель головки фрезы с выделением контактирующих поверхностей, конечно-элементной сетки и граничных условий (рис. 3.14).

Таблица 3.7

Результаты расчета режимов резания при нарезании резьбы Tr 26*78-7h

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение
Круговая подача	S_z	мм/зуб	1,08
Продольная подача	S	мм/об.	8
Частота вращения фрезерной головки	n_r	мин ⁻¹	630
Скорость резания	v	м/мин	51,459
Частота вращения заготовки	n_z	мин ⁻¹	50
Крутящий момент на фрезерной головке	M	Н · м	487,312
Мощность резания	N	кВт	2,083

В расчетах учитывались два конструктивных варианта. В первом варианте специальная многогранная режущая пластина закреплялась винтом и базировалась в закрытый паз, а во втором варианте предусмотрена дополнительная опора под режущей пластиной в виде выступа на державке. Инструментальная головка состояла из корпуса 1, в пазах которого закреплены державки 2 с помощью клиньев 5. В радиальном направлении державки 2 регулировались винтами, завернутыми в планки 4. В пазах державок 2 закреплены винтами 6 режущие пластины 7 (рис. 3.14, а). Результаты расчетов приведены в табл. 3.8.

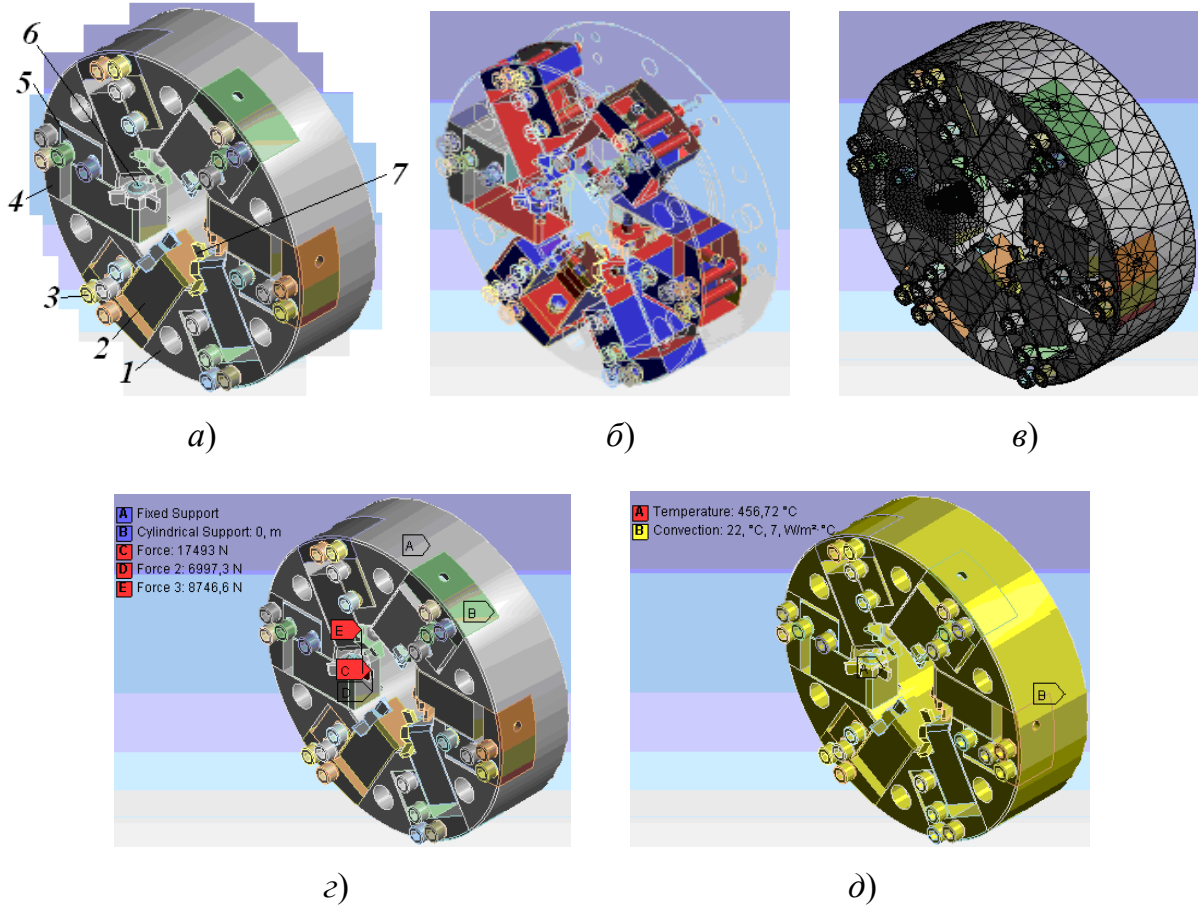
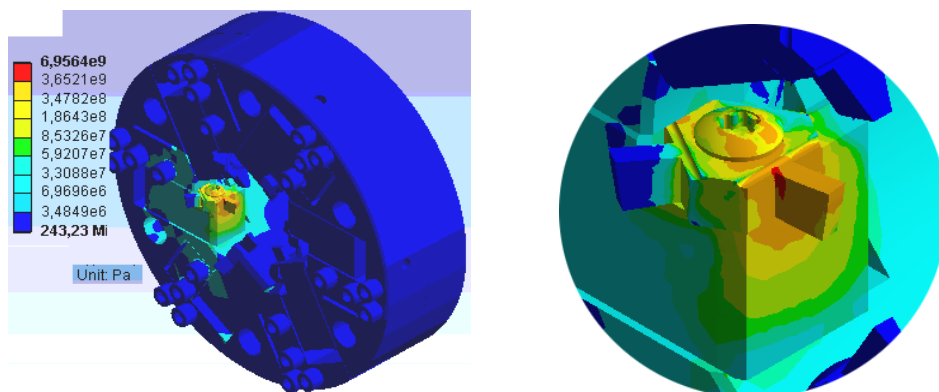


Рис. 3.14. Виртуальная модель фрезерной головки:
a – расчетная 3D-модель; *б* – контактные поверхности;
в – конечно-элементная сетка; *г*, *д* – граничные условия:
1 – корпус; *2* – державка; *3* – винт; *4* – планка; *5* – клин;
6 – крепежный винт; *7* – режущая пластина

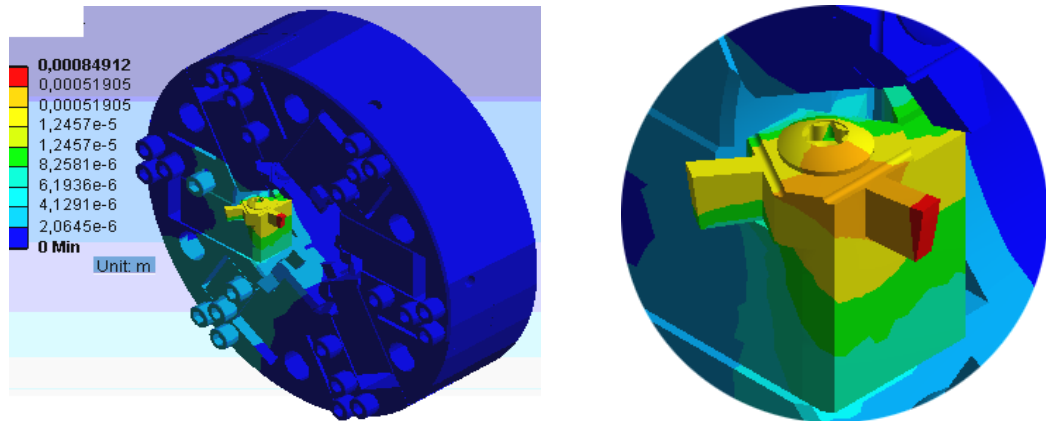
Таблица 3.8

Результаты расчетов

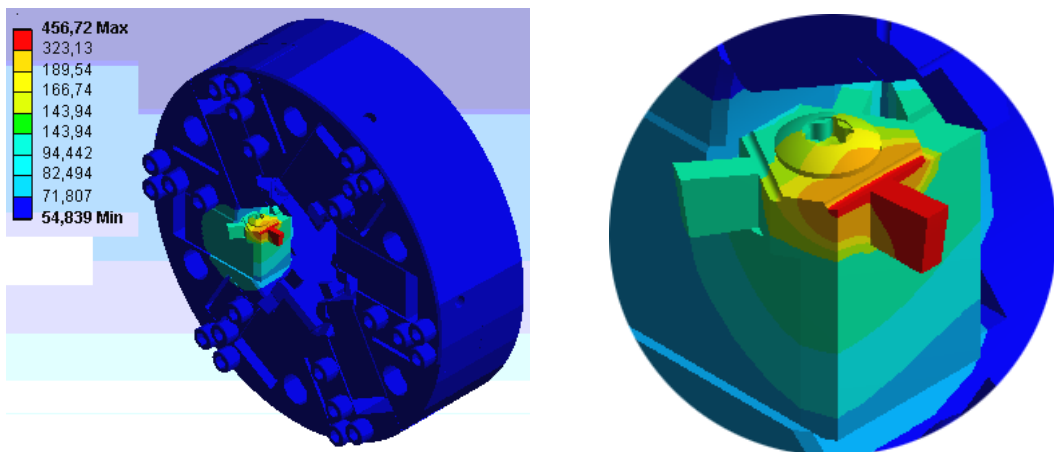
1 1.1. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 6,9564 \cdot 10^9$ Па



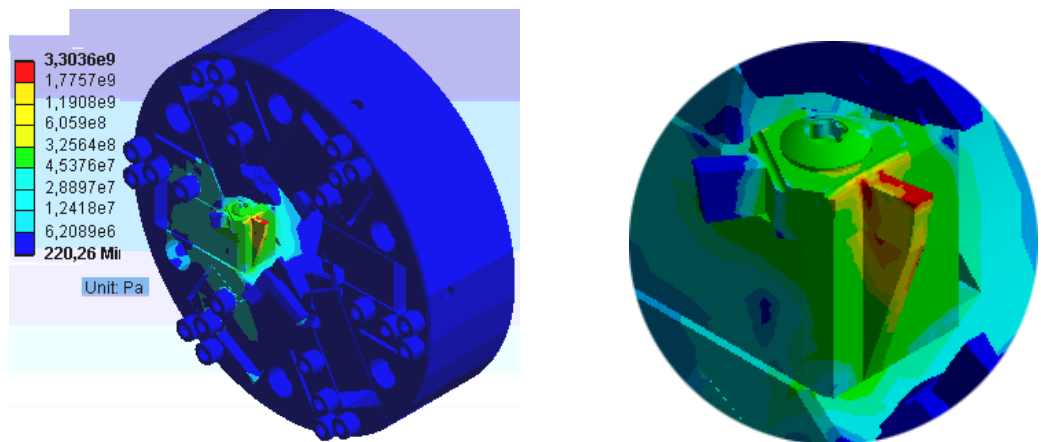
1.2. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,84912$ мм

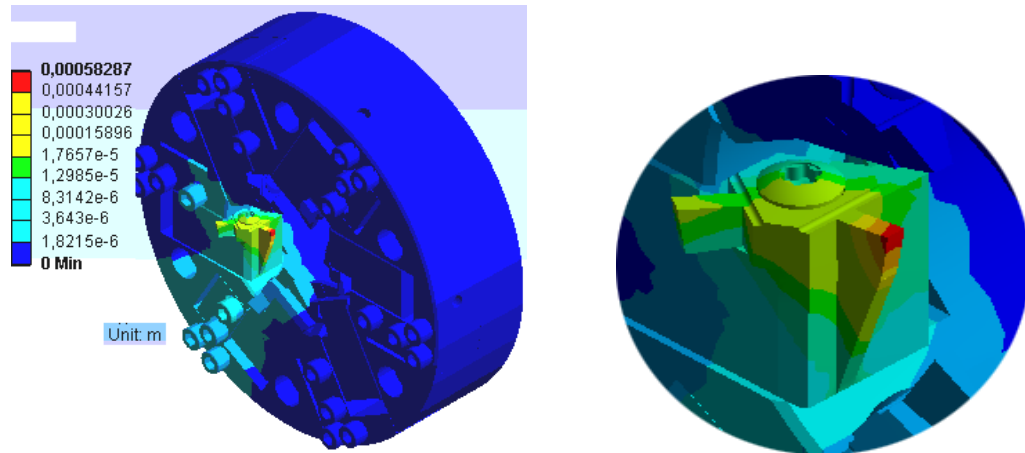
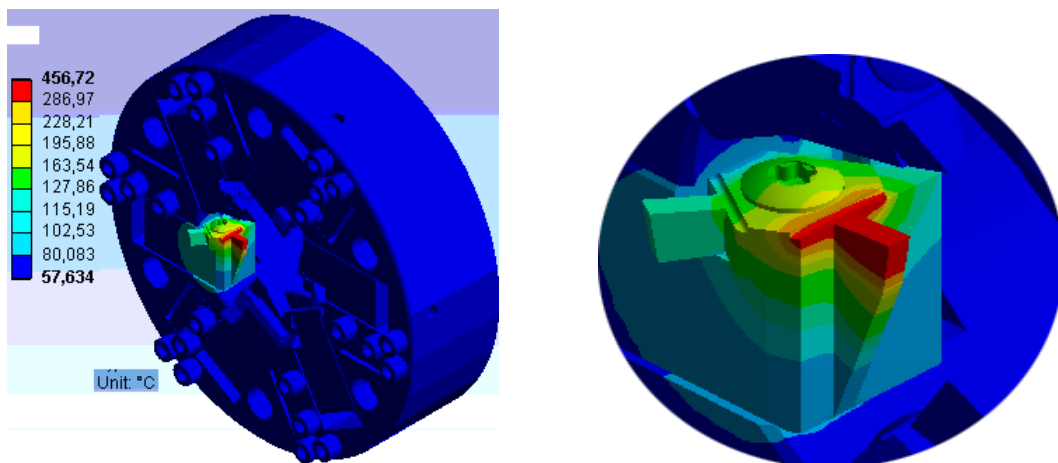


1.3. Максимальное значение температуры на передней поверхности $T = 596,13$ К, минимальное значение температуры $T = 327,839$ К



2 2.1. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 3,3036 \cdot 10^9$ Па



2.2. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,58287$ мм2.3. Максимальное значение температуры на передней поверхности $T = 559,97$ К, минимальное значение температуры $T = 330,634$ К

Анализ результатов расчета позволил заключить, что все максимальные напряжения, перемещения и температуры сосредоточены в сменной многогранной пластине. Максимальное напряжение для первого варианта составляет 6956,4 МПа, а максимальные перемещения – 0,849 мм.

Анализируя результаты расчета модели измененной конструкции резцовой головки, установлено, что все максимальные напряжения, перемещения и температуры, так же как и в предыдущем варианте, сосредоточены в сменной многогранной пластине. Максимальное напряжение составляет $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 3303,6$ МПа, что в 2,106 раза меньше, чем в первой конструкции; максимальные перемещения составляют 0,58 мм, что 1,464 раза меньше, чем в первой конструкции.

3.5. Влияние конструктивных параметров осевого инструмента на статические показатели его надежности

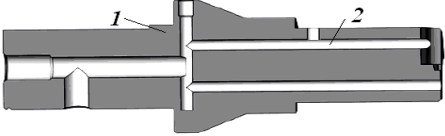
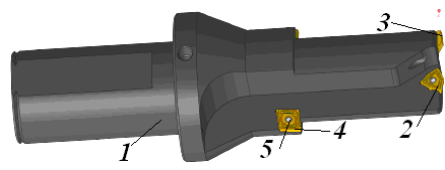
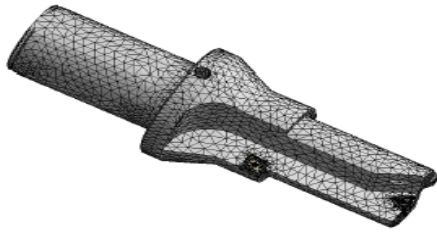
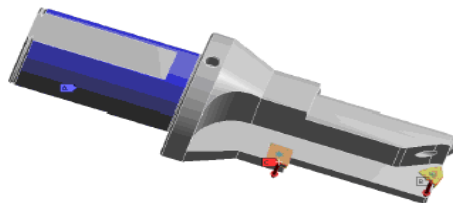
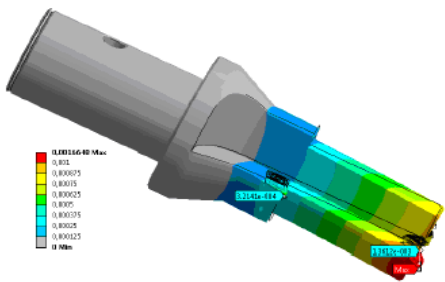
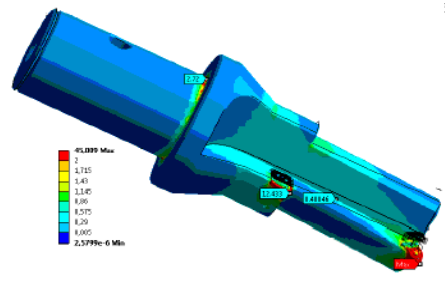
При обработке осевым инструментом наибольший интерес представляет установление степени влияния систем подвода смазывающей охлаждающей жидкости и соединения отдельных элементов на точность инструмента. При этом рассматривались различные варианты нагружения на комбинированный инструмент.

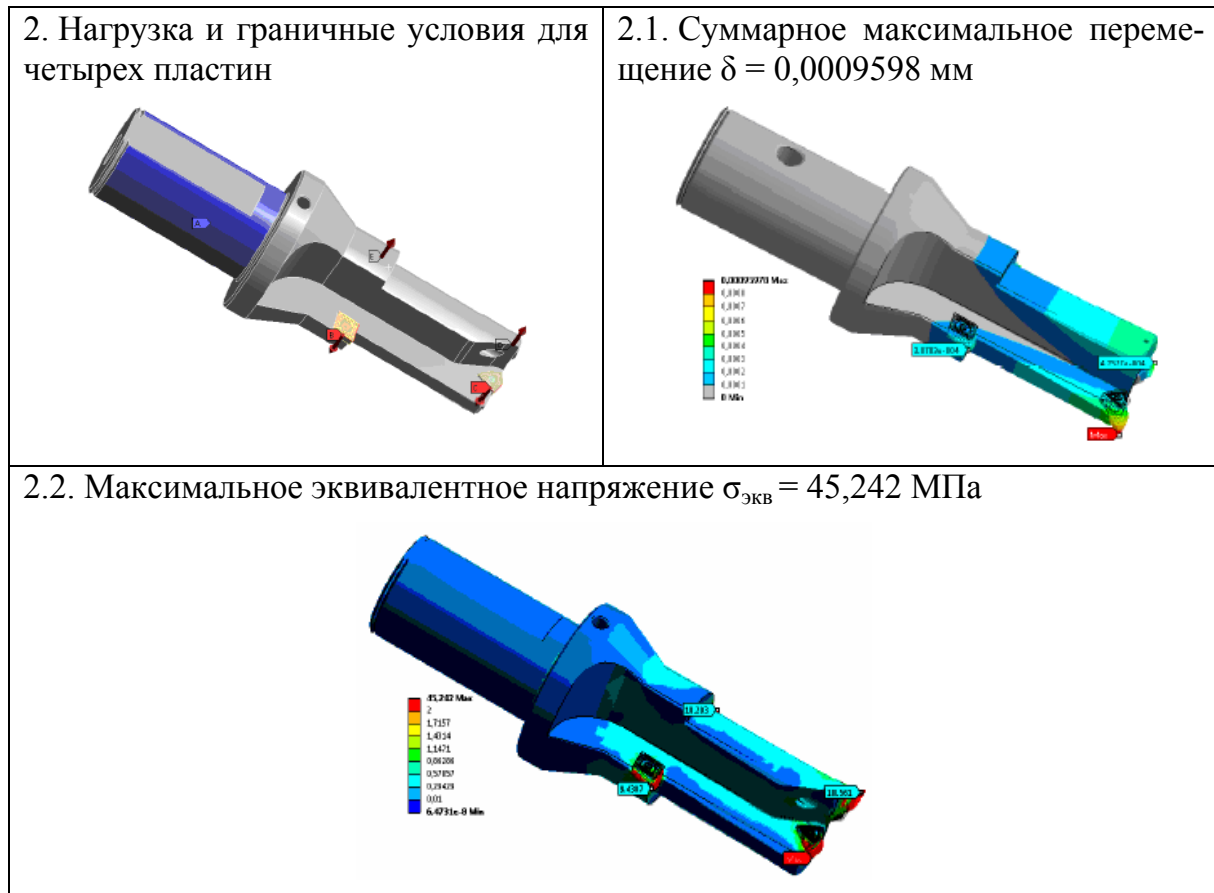
Расчетные значения силы резания, приложенной на каждую режущую пластину, были равны 300 Н, причем в первом варианте они были приложены к двум пластинам, а во втором – ко всем четырем.

Результаты расчетов приведены в табл. 3.9.

Таблица 3.9

Результаты расчетов

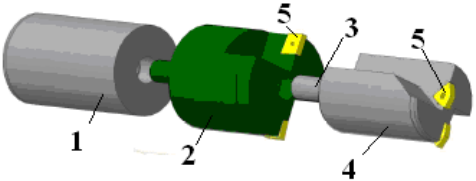
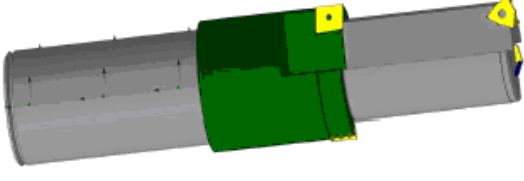
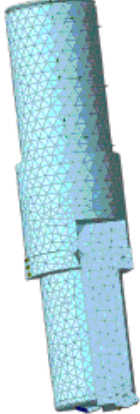
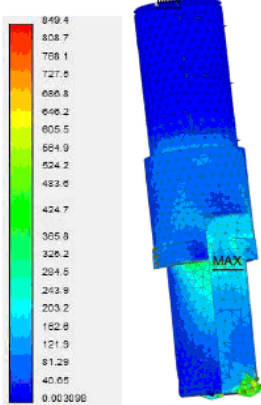
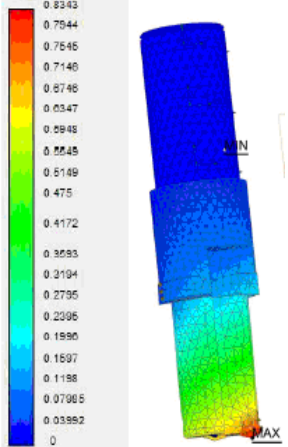
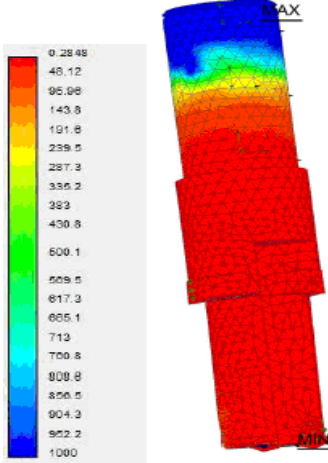
<p>1. 3D-модель с каналами для смазывающе-охлаждающей жидкости</p>  <p>1 – корпус; 2 – каналы для СОЖ</p>	<p>1. 3D-модель инструмента</p>  <p>1 – корпус; 2 – центральная СМП; 3 – периферийная СМП; 4 – режущая пластина; 5 – винт</p>
<p>1.1. Расчетная модель</p> 	<p>1.2. Нагрузка и граничные условия для двух пластин</p> 
<p>1.3. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,00166$ мм</p> 	<p>1.4. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 45,0$ МПа</p> 



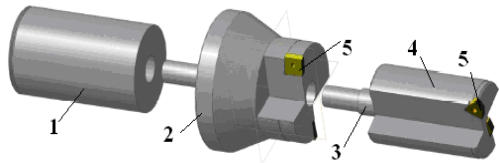
Результаты расчетов позволяют заключить, что приложение нагрузок к четырем пластинам уравнесило конструкцию инструмента, что привело к уменьшению максимальных перемещений в 1,73 раза при незначительном изменении максимальных суммарных напряжений.

Влияние способа соединения элементов комбинированного инструмента производили для следующих режимов резания: диаметр отверстия после сверления $\varnothing 38\text{H}12$; глубина – 60 мм; скорость резания $v = 199$ м/мин; подача $s = 0,18$ мм/об.; мощность резания $N = 17$ кВт; осевая сила $P_{\text{о.с}} = 5081$ Н; момент $M = 97$ Нм. Так как корпус комбинированного инструмента состоит из двух ступеней 2, 4 (табл. 3.10) и центрирующей части 3, то рассматривались различные варианты конструктивного исполнения этих составляющих. В первом варианте первая ступень выполнена цилиндрической, центрирующая часть 3 – цилиндрическая. Во втором варианте первая ступень выполнена с конусом увеличенного диаметра, центрирующая часть 3 – цилиндрическая. В третьем варианте первая ступень выполнена с конусом увеличенного диаметра, центрирующая часть 3 – коническая. Результаты расчетов приведены в табл. 3.10.

Результаты расчетов

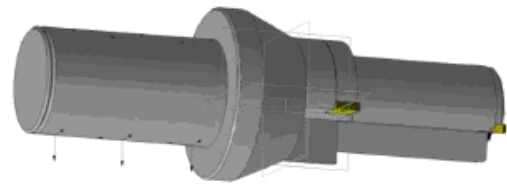
<p>1. 3D-модель</p>  <p>1 – хвостовик; 2 – первая ступень корпуса; 3 – центрирующая часть второй ступени; 4 – вторая ступень корпуса; 5 – режущие пластины</p>	<p>1.1. Нагрузка и граничные условия</p> 
<p>1.2. Расчетная модель</p> 	<p>1.3. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 849,384346$ МПа</p> 
<p>1.4. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,0834324$ мм, по оси Z: сверло – $\delta_z = 0,08212$ мм; зенкер – $\delta_z = 0,0193$ мм, по оси Y: сверло – $\delta_y = 0,0486$ мм; зенкер – $\delta_y = 0,04145$ мм, по оси X: сверло – $\delta_x = 0,01528$ мм; зенкер – $\delta_x = 0,0043$ мм</p> 	<p>1.5. Распределение коэффициента запаса по текучести $K_{\text{min}} = 0,284829$</p> 

2. 3D-модель

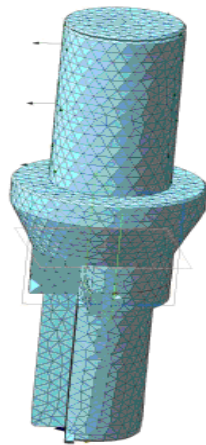


1 – хвостовик; 2 – первая ступень корпуса; 3 – центрирующая часть второй ступени; 4 – вторая ступень корпуса; 5 – режущие пластины

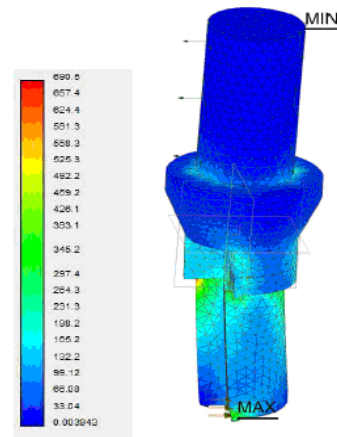
2.1. Нагрузка и граничные условия



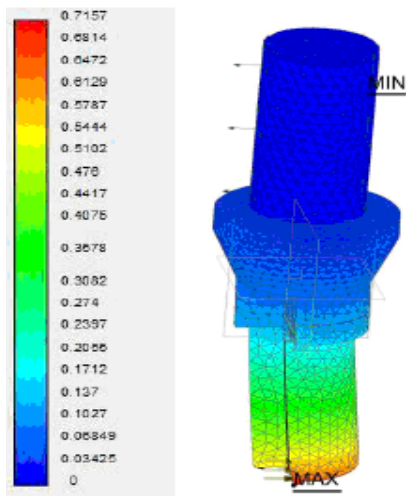
2.2. Расчетная модель



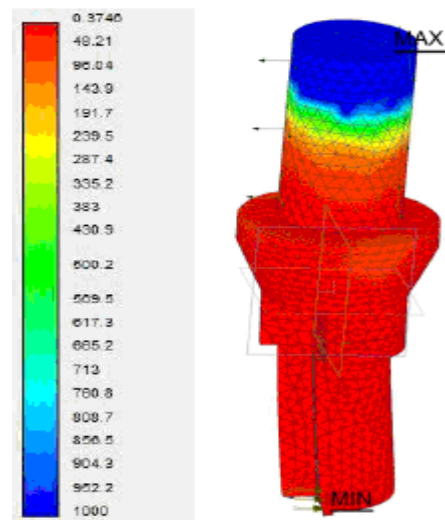
2.3. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{эКВ}} = 690,457$ МПа



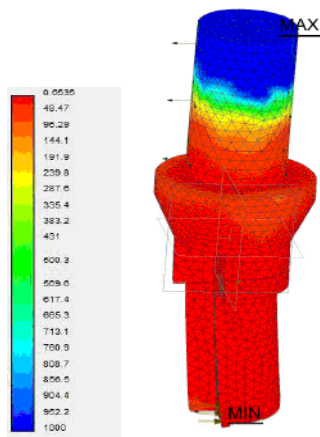
2.4. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,0715683$ мм, по оси Z: сверло – $\delta_z = 0,06949$ мм; зенкер – $\delta_z = 0,01342$ мм, по оси Y: сверло – $\delta_y = 0,04178$ мм; зенкер – $\delta_y = 0,02047$ мм, по оси X: сверло – $\delta_x = 0,01484$ мм; зенкер – $\delta_x = 0,00209$ мм



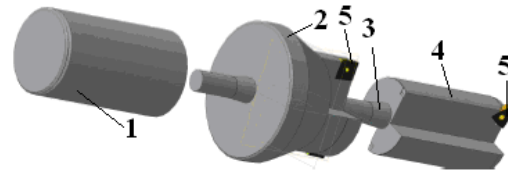
2.5. Распределение коэффициента запаса по текучести $K_{\text{мин}} = 0,374589$



2.6. Распределение коэффициента запаса прочности $K_{\min} = 0,653539$

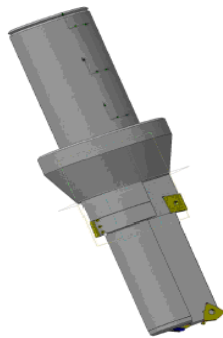


3. 3D-модель

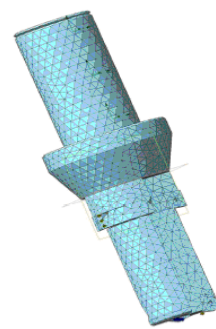


1 – хвостовик; 2 – первая ступень корпуса; 3 – центрирующая часть второй ступени; 4 – вторая ступень корпуса; 5 – режущие пластины

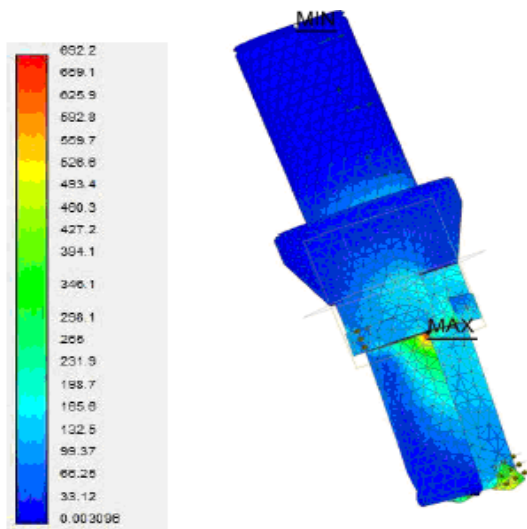
3.1. Нагрузка и граничные условия



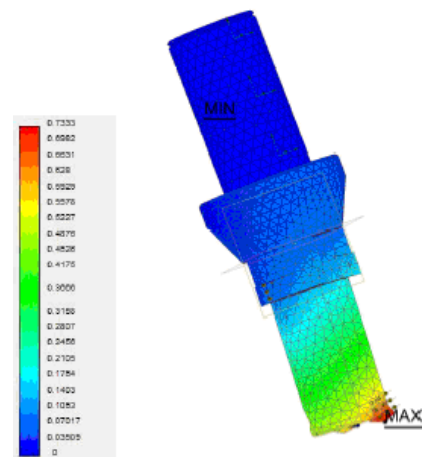
3.2. Расчетная модель

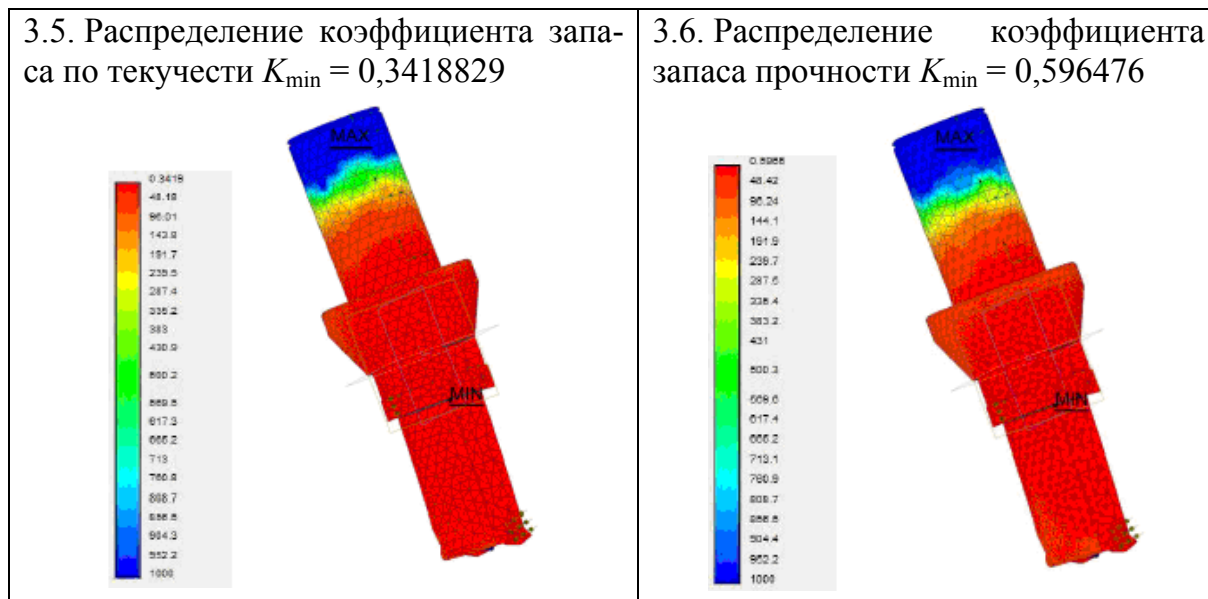


3.3. Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{эКВ}} = 692,180603$ МПа



3.4. Суммарное максимальное перемещение $\delta = 0,073325$ мм, по оси Z: сверло – $\delta_z = 0,07129$ мм; зенкер – $\delta_z = 0,01373$ мм, по оси Y: сверло – $\delta_y = 0,0954$ мм; зенкер – $\delta_y = 0,0342$ мм, по оси X: сверло – $\delta_x = 0,01558$ мм; зенкер – $\delta_x = 0,001963$ мм





Анализ результатов, приведенных в табл. 3.10, позволяет заключить, что применение второго конструктивного варианта позволяет уменьшить максимальные значения эквивалентных напряжений в 1,23 раза, а максимальные эквивалентные перемещения в 1,18 раза, при этом повысился минимальный коэффициент запаса текучести в 1,31 раза. Применение третьего конструктивного варианта приводит к росту максимальных значения эквивалентных напряжений в 1,003 раза, а максимальных эквивалентных перемещений в 1,03 раза, при этом снизился минимальный коэффициент запаса текучести в 1,1 раза.

Сравнивая распределения эквивалентных напряжений, можно заключить, что зона максимальных значений в первом и третьем вариантах расположена на стыке двух ступеней инструмента, а во втором варианте – в зоне режущей части сверла.

Полученные результаты позволяют сделать вывод, что наибольшей надежностью по статическим нагрузкам обладает второй конструктивный вариант.

3.6. Экспериментальные исследования статической точности рабочей части сборного металлорежущего инструмента

Исследованию подвергались различные типы крепления режущих пластин с использованием сборных резцов. Тип крепления принимался по известной классификации [2] (рис. 3.15). Перед проведением опытов

пластины были разделены по площадям пятна контакта базовой поверхности с эталонной поверхностью на группы (см. табл. 2.1). Для лучшей сопоставимости результатов использовалось понятие относительной контурной площади касания. Исследования проводились на специальном стенде. Стенд (рис. 3.16) представляет собой гидрофицированную установку, состоящую из нагружающей и измерительной систем. Сила, с которой нагружался инструмент, совпадала по направлению с результирующей силой резания (рис. 3.17).

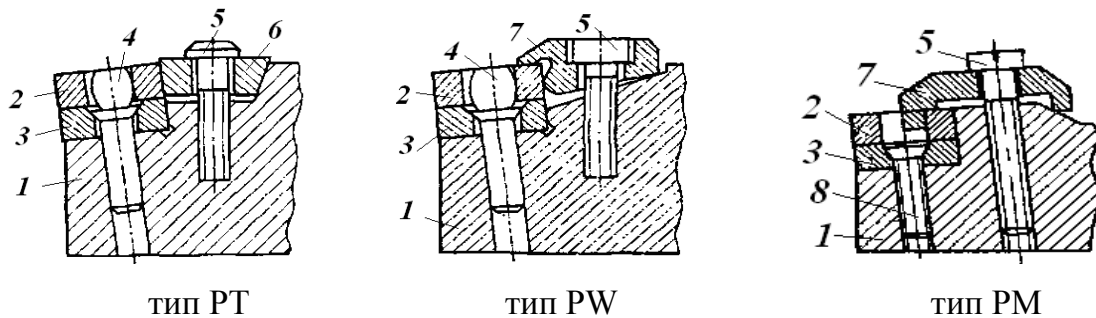


Рис. 3.15. Эскизы систем крепления СМП сборных инструментов:
 1 – корпус; 2 – СМП; 3 – подкладка; 4 – штифт; 5 – винт; 6 – клин;
 7 – прижим; 8 – винт фиксирующий

Для исключения искажений при перенастройке стенда на другой инструмент были изготовлены специальные штанги 3, на которых были смонтированы источник и приемник (рис. 3.16).

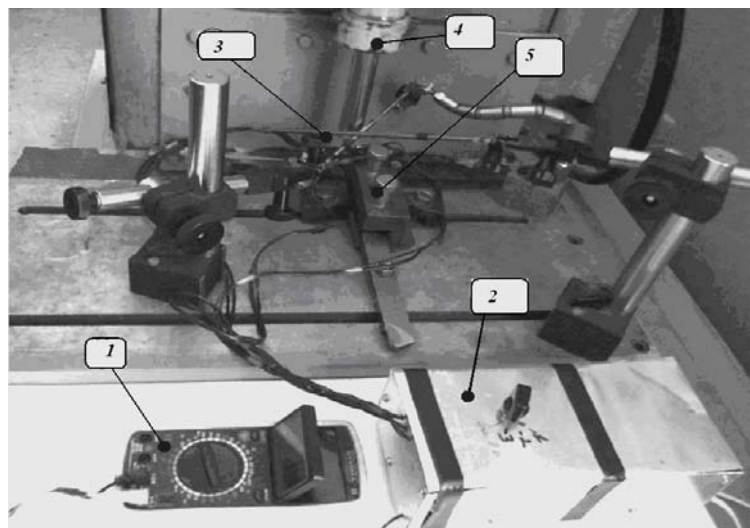


Рис. 3.16. Фотография рабочей зоны стенда для испытания резцов на жесткость:
 1 – вольтметр; 2 – усилитель; 3 – штанги; 4 – гидроцилиндр;
 5 – резцедержатель с инструментом

Стенд работает следующим образом. После сборки и тарировки измерительной и нагружающей систем устанавливается сборный инструмент 3 в устройстве для закрепления 2 и зажимается так, чтобы его вершина находилась на линии действия упорного наконечника 7 штока 6 гидроцилиндра 5 (рис. 3.17).

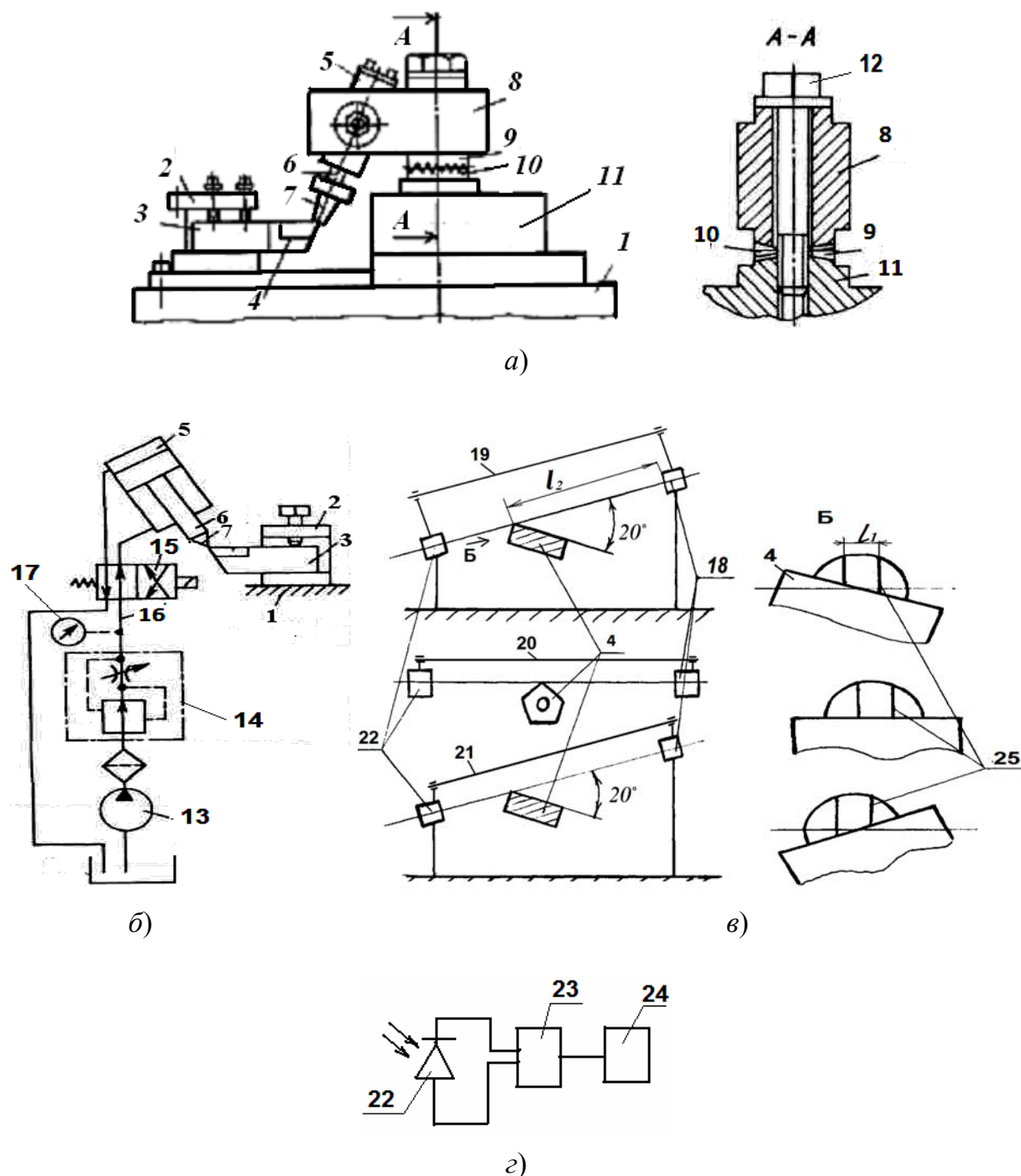


Рис. 3.17. Эскиз стенда для испытания резцов на статическую точность: а – нагружающее устройство; б – принципиальная схема; в – схема измерительного устройства; г – считывающее устройство

Три источника света в виде полупроводниковых лазеров 18 с длиной волны λ (рис. 3.17, в) закрепляют на штангах 19–21 и соосно каждому источнику размещают по фотоприемнику 22, между источниками света и фотоприемниками располагается сменная многогранная пластина 4 режущего инструмента. Сигналы от фотоприемников усиливаются усилителем 23 и фиксируются регистрирующим прибором 24, например, милливольтметром (рис. 3.17, з). При этом на окулярах источников света расположены светонепроницаемые пластины 25 со щелями (рис. 3.17, в) в вертикальном направлении.

Кроме того, измерительная система устанавливается так, чтобы кромки сменной многогранной пластины 4 наполовину перекрывали лучи от трех источников света 18. После этого шток 6 гидроцилиндра 5, опускаясь, соприкасается упорным наконечником 7 с вершиной сменной многогранной пластины и нагружает ее.

Световые потоки, выходящие из источников 18 (например, лазеров с длиной волны светового пачока $\lambda = 0,6$ мкм), падают на грани сменной многогранной пластины 4 и частично отсекаются, остальные части световых потоков попадают на фотоприемники 22, в которых преобразуются в электрический сигнал и передаются на усилитель 23. Усиленные сигналы фиксируются регистрирующим прибором 24.

Для того чтобы учесть погрешность от вариации сил зажима, режущие пластины закреплялись при помощи динамометрического ключа.

Тарирование нагружающей системы проводилось с помощью динамометра ДОСМ-3 (рис. 3.18, а).

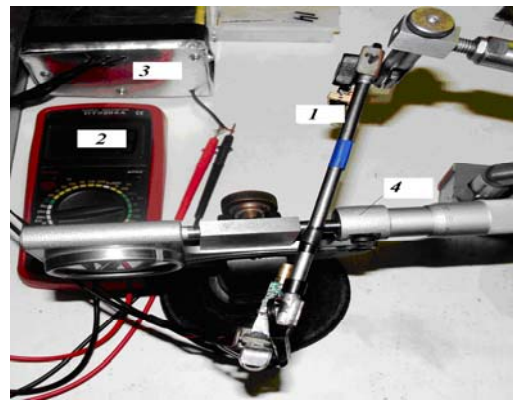
Тарирование измерительной системы производилось с использованием микрометрической скобы (рис. 3.18, б). Датчики тарировались в следующей последовательности: сначала измерительная пятка скобы перемещалась перпендикулярно лучу лазера и показания прибора записывались через каждые 1 мкм, затем определялось среднее значение перемещений в микрометрах на 1 единицу показания прибора.

В результате вычислений средних значений получили чувствительность схемы (0,16 мкм на одно деление прибора). При тарировании измерительной системы был выявлен эффект дифракции луча лазера (рис. 3.19), что вело к повышению погрешности измерения и снижению чувствительности системы измерения. Исходя из этого, было определено оптимальное расстояние между источником лазерного излучения и отсекающей грани и позволило добиться четких показаний датчиков.

При измерении на опорную пластину СМП крепятся специальные площадки, позволившие определять суммарные перемещения опорной пластины и державки резца (рис. 3.20).

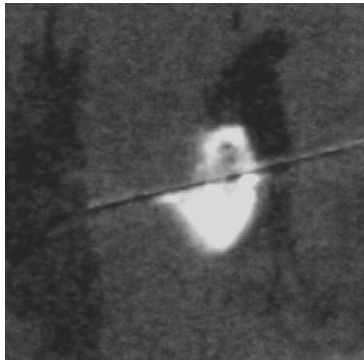


а)

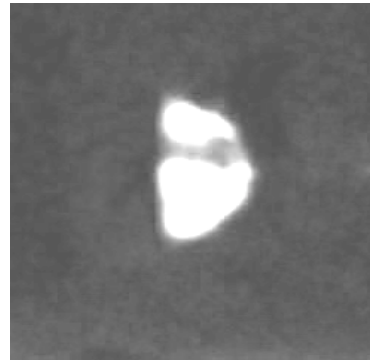


б)

Рис. 3.18. Фотография рабочей зоны при тарировании:
 а – нагружающей; б – измерительной систем:
 1 – штанга с лазером и приемником; 2 – милливольтметр;
 3 – усилитель; 4 – микрометрическая скоба



а)



б)

Рис. 3.19. Пятно луча лазера:
 а – с дифракцией; б – без нее

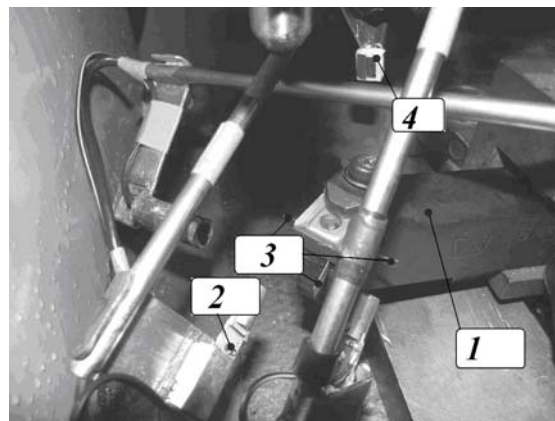


Рис. 3.20. Рабочая зона при измерении суммарного перемещения
 опорной пластины и державки:

1 – резец с СМП; 2 – источник лазерного луча;
 3 – специальные площадки; 4 – приемник

В результате проведенных экспериментов были построены графики перемещений, полученных в микронах, для измеряемых точек СМП, примеры которых приведены на рис. 3.21–3.23.

Сравнительный анализ между типами крепления и площадями контакта пластин производился по перемещениям непосредственно в точке приложения нагрузки, для этого были построены в трехмерной системе координат плоскости, касательные к передней поверхности пластины (рис. 3.24).

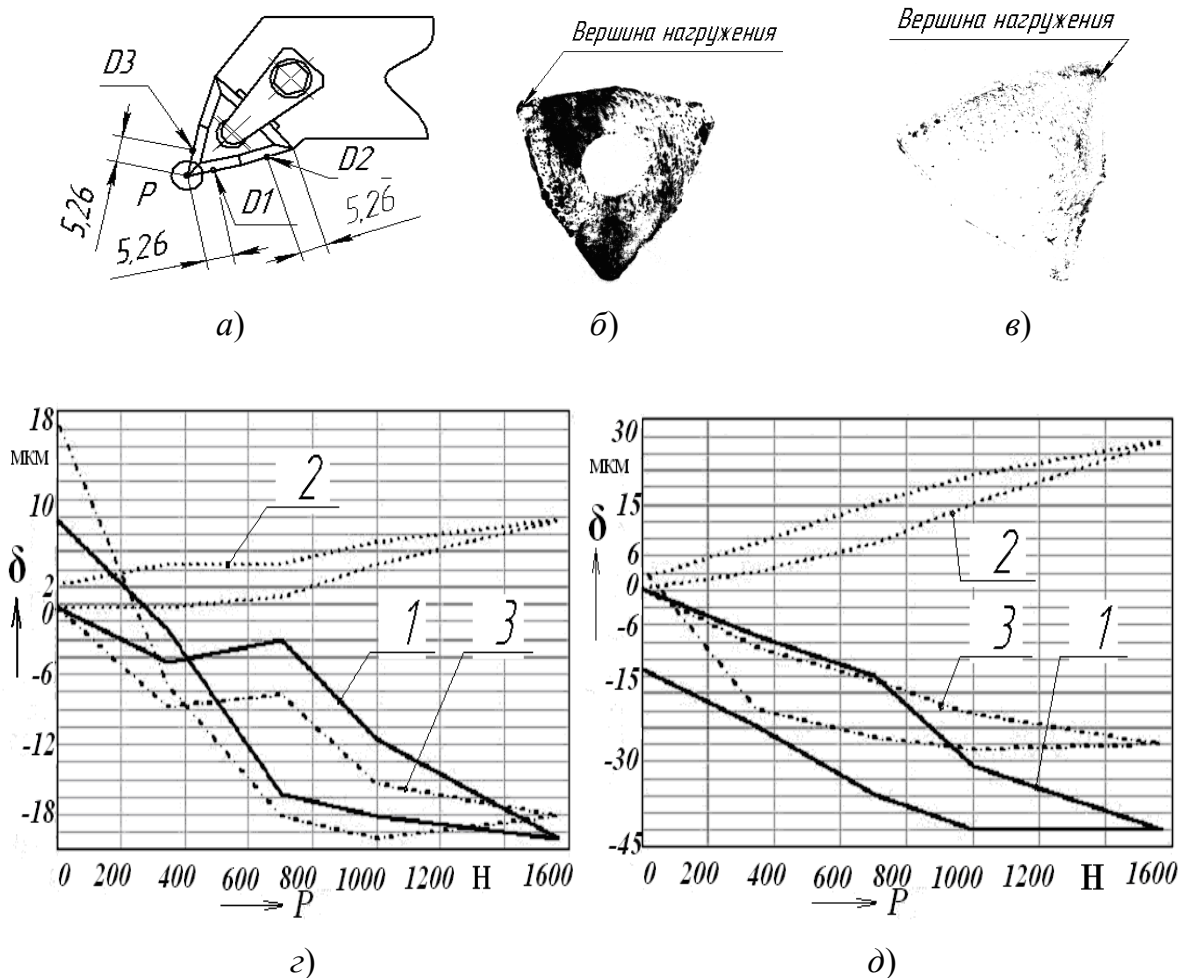


Рис. 3.21. Результаты исследования сборных резцов типа крепления РМ:

- a* – схема расположения точек измерения; *б*, *в* – максимальная и минимальная площадки контакта опорной поверхности СМП;
- г*, *д* – графики статической точности с максимальной и минимальной площадями контакта

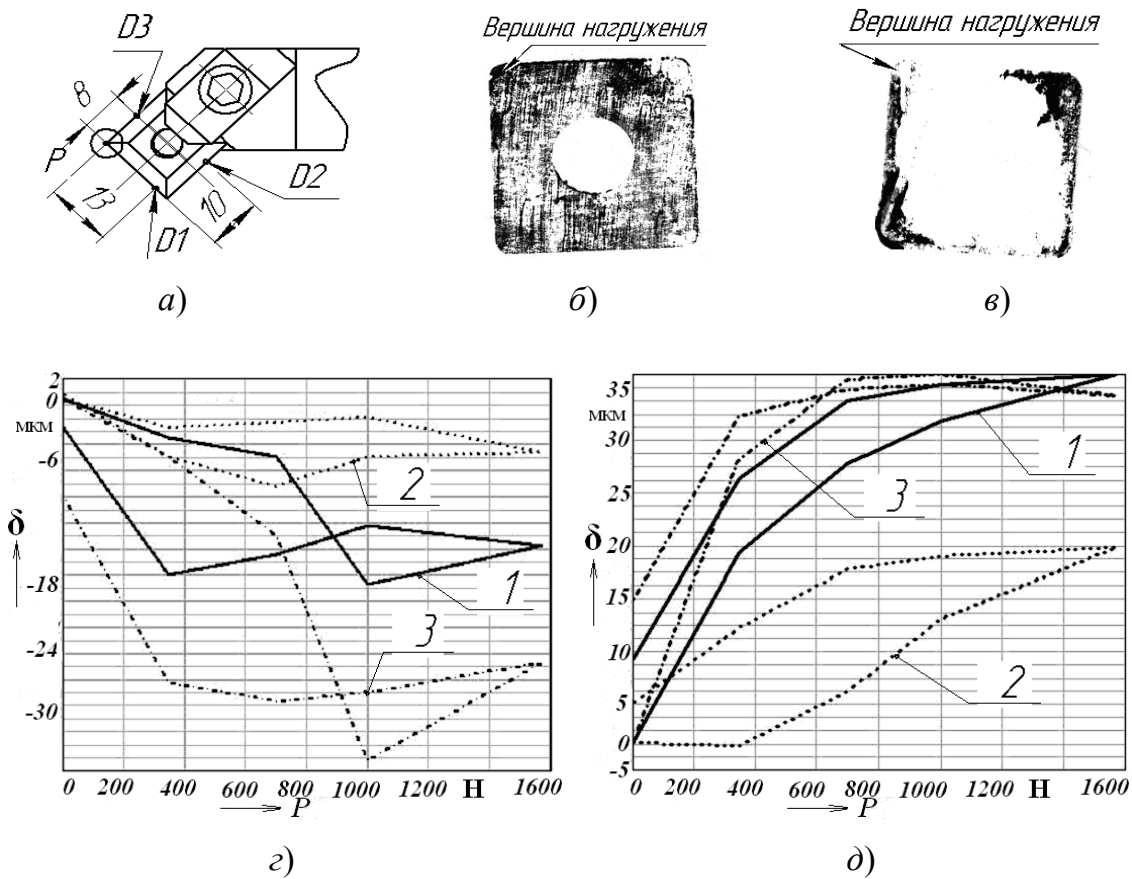


Рис. 3.22. Результаты исследования сборных резцов типа крепления PW:

a – схема расположения точек измерения; *б, в* – максимальная и минимальная площадки контакта опорной поверхности СМП; *г, д* – графики статической точности с максимальной и минимальными площадями контакта

На рис. 3.21–3.23 видно, что при снятии нагрузки с пластины пластина занимает положение, отличающееся от первоначального, что обусловлено остаточными перемещениями пластины относительно элементов крепления и элементов базирования. Чтобы произвести оценку полученных результатов, была проведена серия экспериментов с циклическим нагружением СМП без ее снятия с державки. По полученным данным и при помощи математической модели были получены перемещения точки нагружения. График перемещений при циклическом нагружении представлен на рис. 3.25.

Как видно на рис. 3.25, остаточные перемещения при каждом последующем цикле нагружения уменьшаются, а на третьем и последующих отсутствуют. Также при анализе полученных данных было выявлено изменение коэффициента жесткости. В основном это изменение обусловлено остаточным перекосом СМП.

Коэффициент жесткости после третьего цикла нагружения становится постоянным и не изменяется на последующих циклах нагружения. Изменения коэффициента жесткости происходят в пределах 7 % и после третьего цикла нагружения уменьшаются до нуля. Кроме того, полученные результаты согласуются с теоретическими расчетами в пределах 8 %.

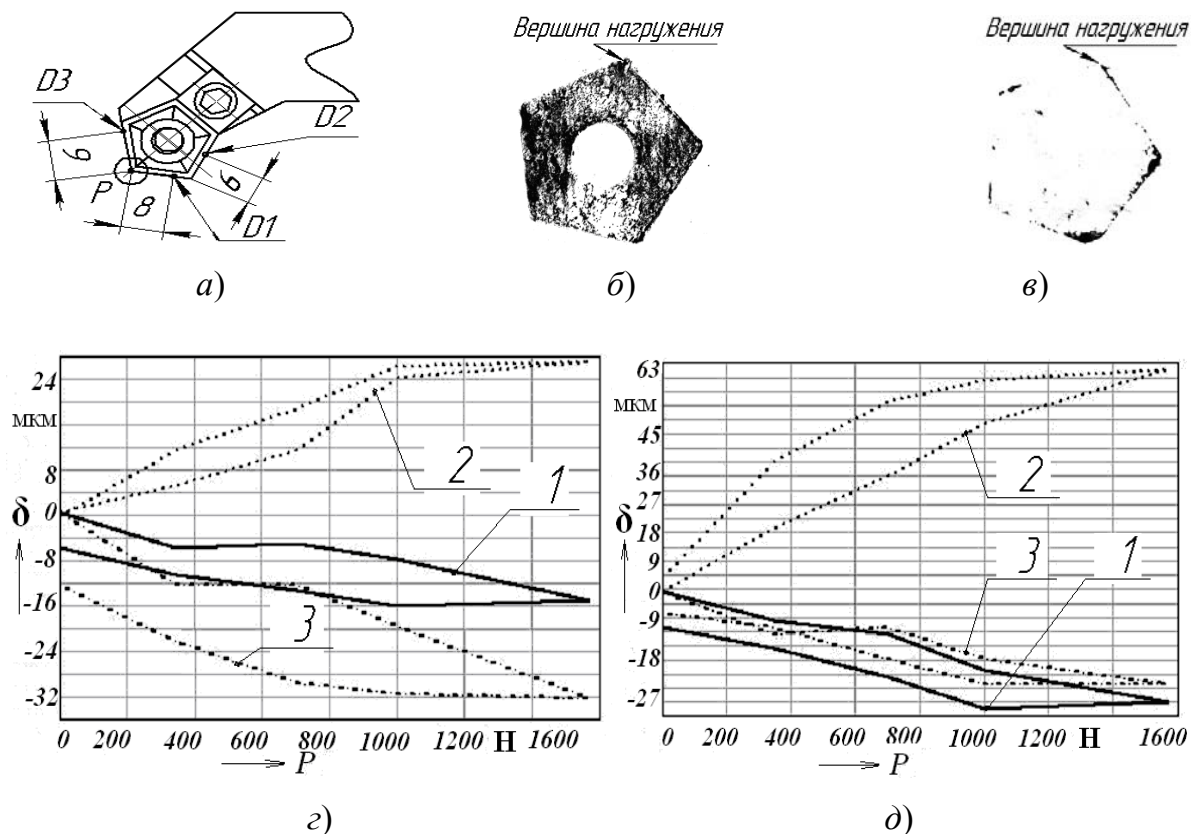


Рис. 3.23. Результаты исследования сборных резцов типа крепления РТ:

a – схема расположения точек измерения; *б, в* – максимальная и минимальная площадки контакта опорной поверхности СМП; *г, д* – графики статической точности с максимальной и минимальными площадями контакта

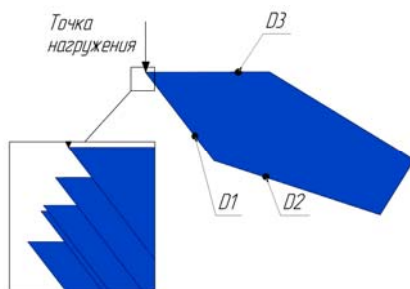


Рис. 3.24. Эскиз положений плоскостей, касательных к верхним граням СМП

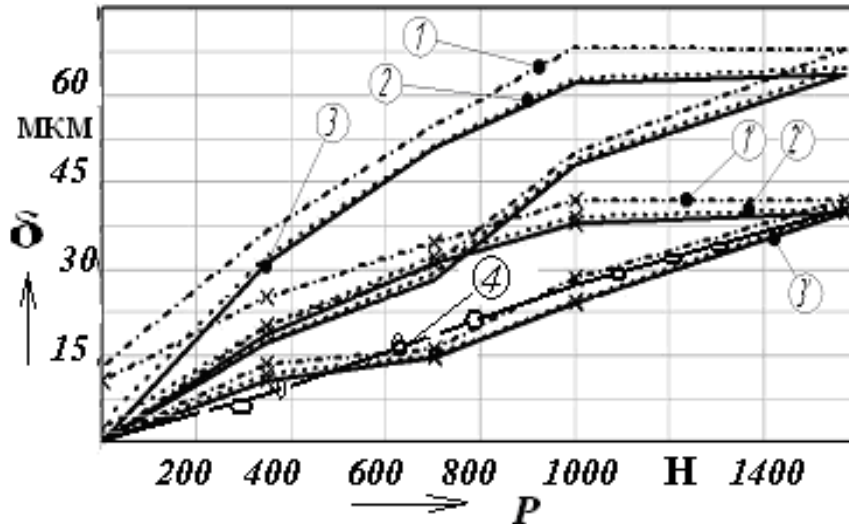


Рис. 3.25. Графики статической точности точки нагружения резцов с СМП типа крепления РТ:
 1–3 – номера циклов нагружения СМП с минимальной площадью контакта; 1'–3' – номера циклов нагружения СМП с максимальной площадью контакта; 4 – теоретическая кривая с максимальной площадью контакта

Также в ходе исследований была проведена серия экспериментов, направленная на определение влияния распределения пятна контакта на жесткость системы. Для этого в экспериментах пластина разжималась и поворачивалась, что позволяло менять точки контакта СМП и опорной пластины. Сводный график перемещения точки нагружения СМП при повороте пластины показан на рис. 3.26.

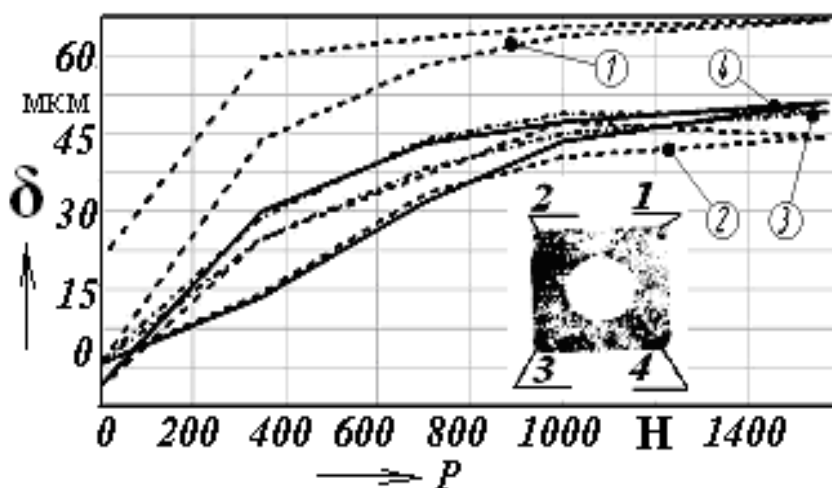


Рис. 3.26. Графики статической точности резцов с СМП типа крепления РТ:
 1–4 – номер вершины нагружения

Анализируя полученные данные, видно, что при повороте пластины меняется коэффициент жесткости, это обусловлено тем, что пятно контакта не симметрично и при повороте пластины изменяются условия контакта.

Для более детального анализа типа крепления использовались СМП с различной относительной площадью касания опорной поверхности (табл. 2.1, рис. 3.23 и 3.25).

Как видно на рис. 3.23, при увеличении относительной площади касания в 1,59 раза статические перемещения уменьшились в 3 раза. Конструкция резца с типом крепления *PT* обладает высокой технологичностью и невысокой сложностью, но установка режущей пластины на штифт с прижимом ее со стороны боковой грани часто нарушает исходное базирование, что в итоге снижает жесткость резца.

Применение типов крепления *PW* и *PT* позволяет соответственно повысить статическую точность в 1,53 раза при увеличении среднего коэффициента жесткости в 1,75 раза, что обеспечивается дополнительной составляющей силы крепления в конструкции типа *PW*.

Сравнение графиков на рис. 3.27–3.30 позволяет заключить, что применение четырех- и пятигранных пластин в державках с типом крепления *PT*, с максимальной контурной площадью касания базовых граней, приводит к изменению статической точности при нагрузке 1000 Н, соответственно, в соотношении 1,3 раза вследствие влияния формы пластины на уровень контактных перемещений.

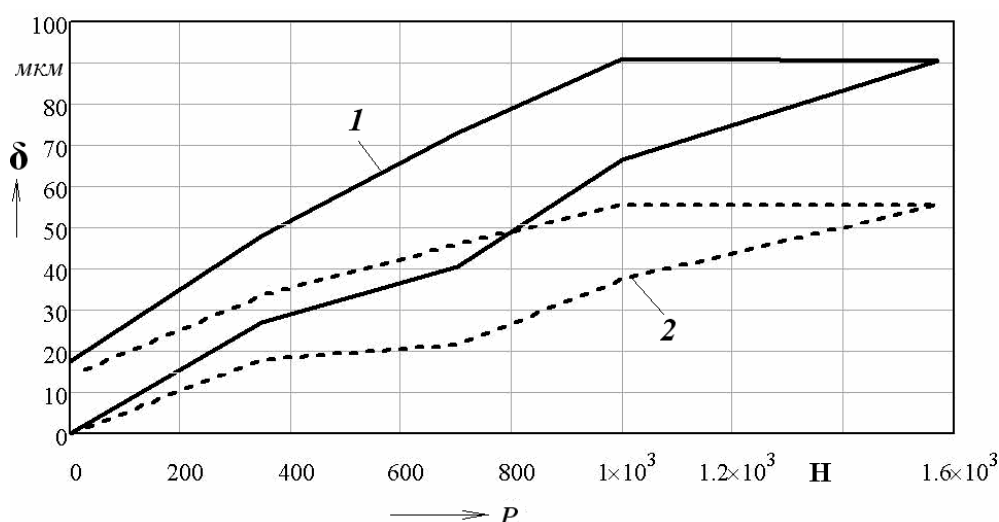


Рис. 3.27. Графики статической точности точки нагружения резцов с пятигранной СМП типа крепления *PT*:
1, 2 – с минимальной и максимальной площадями контакта

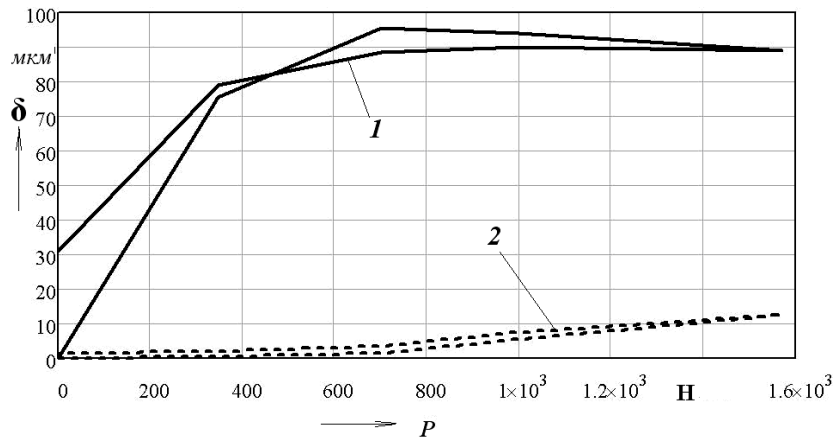


Рис. 3.28. Графики статической точности точки нагружения резцов с четырехгранной СМП типа крепления РТ:
1, 2 – с минимальной и максимальной площадями контакта

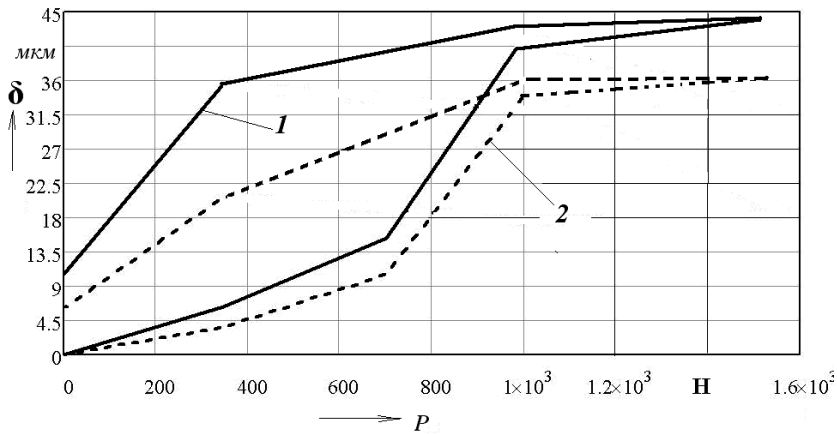


Рис. 3.29. Графики статической точности точки нагружения резцов с четырехгранной СМП типа крепления РW:
1, 2 – с минимальной и максимальной площадями контакта

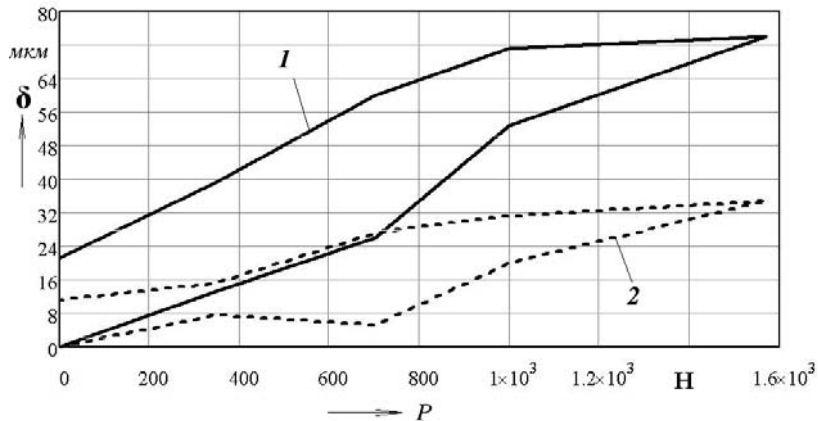


Рис. 3.30. Графики статической точности точки нагружения резцов с трехгранной СМП типа крепления РМ:
1, 2 – с минимальной и максимальной площадями контакта

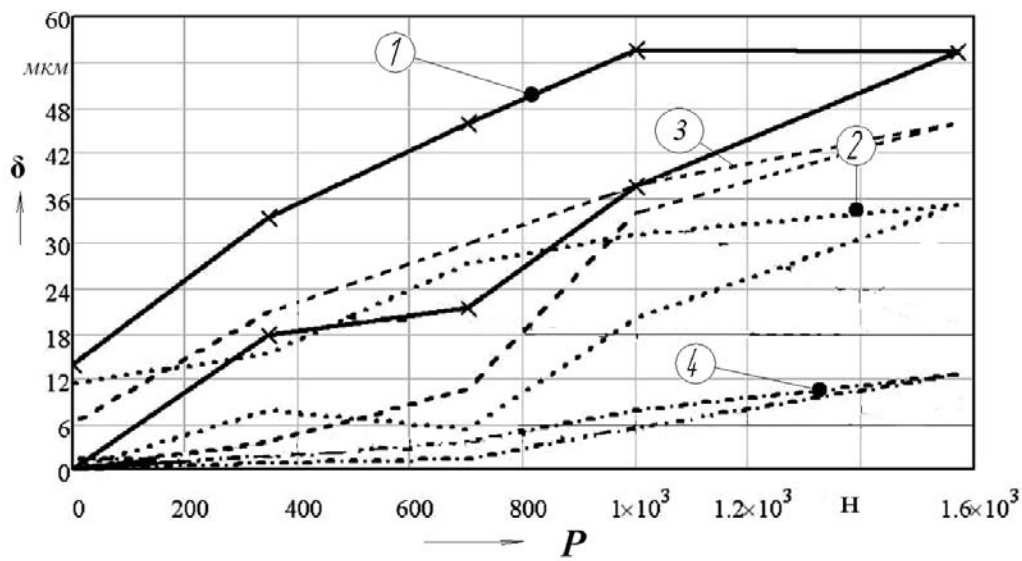


Рис. 3.31. Сводные графики статической точности точки нагружения резцов с максимальной площадью контакта СМП:
 1 – тип РТ пятигранная СМП; 2 – тип РМ трехгранная СМП;
 3 – тип РВ четырехгранная СМП; 4 – тип РТ четырехгранная СМП

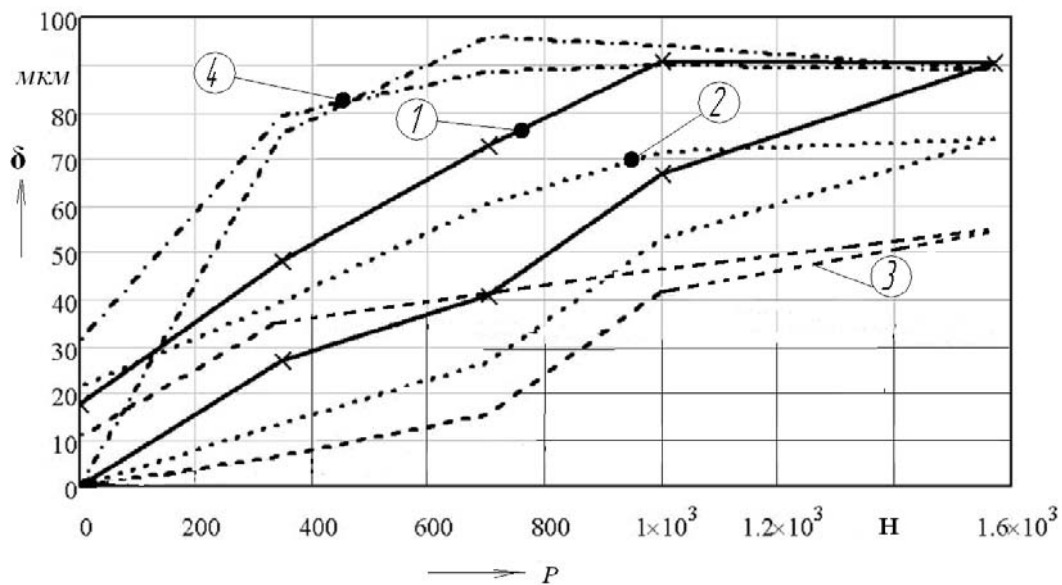


Рис. 3.32. Сводные графики статической точности точки нагружения резцов с минимальной площадью контакта СМП:
 1 – тип РТ пятигранная СМП; 2 – тип РМ трехгранная СМП;
 3 – тип РВ четырехгранная СМП; 4 – тип РТ четырехгранная СМП

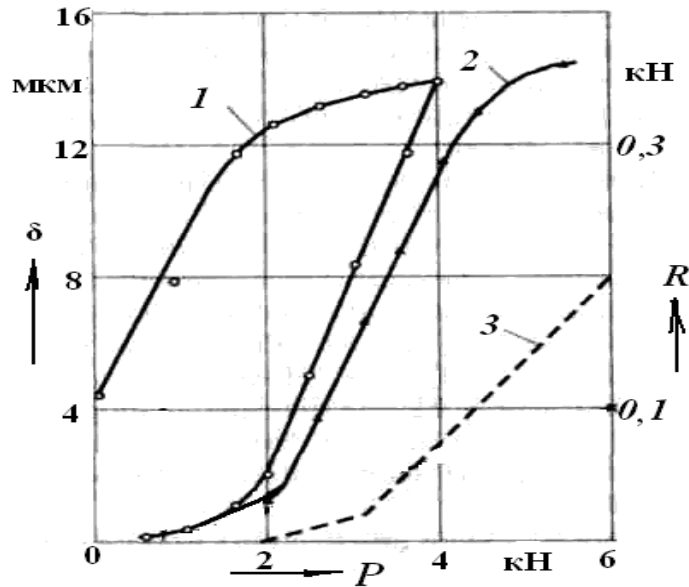


Рис. 3.33. Графики статической точности державок сборных резцов

Результаты экспериментов (рис. 3.33) показывают, что неподвижно закрепленный большим усилием резец без упора при нагружении сдвигающей силой P смещается относительно корпуса до 14 мкм (кривая 1). После разгрузки резец не возвращается в исходное положение, сохраняется остаточное смещение $\delta_0 = 5$ мкм. При повторных нагружениях (на рис. 3.33 не показано) δ_a не изменяется.

Максимальное и остаточное смещения, различие смещений при нагрузке и разгрузке для одной и той же силы столь велики, что существенно влияют на точность обработки. Наличие упора снижает смещение резца на $\sim 20\%$ при нагружении сдвигающей силой $P > 1,5$ кН (кривая 2). При сдвигающей силе $\sim P > 2$ кН зажатый резец нагружает упор силой R (кривая 3).

Наряду с клиновым креплением измеряли силовые смещения резцов, закрепленных винтами в резцедержателях на токарных универсальных станках. В зависимости от момента затяжки винтов смещения изменялись в диапазоне 2–17 мкм. На величину смещений влияет наличие или отсутствие планки под резцом, при помощи которой выводят вершину резца на линию центров. При наличии планки силовые смещения увеличиваются.

Для всех экспериментально исследованных вариантов крепления резцов силовые смещения определяли и теоретически. Отличие рассчитанных смещений от экспериментальных не превышало 5–20%. В пределах возможных сил резания максимальные силовые смещения достигали 15–20 мкм, а остаточные 2–8 мкм.

4. НАДЕЖНОСТЬ СБОРНОГО ИНСТРУМЕНТА В УСЛОВИЯХ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

4.1. Собственные частоты инструмента

4.1.1. Экспериментальные исследования собственных частот резца

В процессе точения в технологической системе наблюдаются колебания, которые лежат в диапазоне низких частот (70–400 Гц – частоты вибраций элементов суппортной группы и шпинделя с заготовкой), средних частот (1000–6000 Гц – частоты колебаний державок резцов) и высоких частот (12–15 кГц – частоты колебаний режущей пластины и узла ее крепления). Следовательно, режущий инструмент совершает вибрации в области средних и высоких частот, часто являясь наиболее слабым звеном технологической системы. Динамические процессы, происходящие в узле крепления режущей пластины проходных резцов, исследованы, и результаты приведены в работах [69]–[71]. В тех же источниках отражены диапазоны собственных частот колебаний державок резцов. В ряде работ [72], [73] содержатся сведения об экспериментальных значениях собственных частот. Так, собственная частота резца с сечением державки $H \times B = 15 \times 20$ мм при вылете $l_p = 50$ мм составляет $f_{c.o} = 3200$ Гц [74], проходной отогнутый резец ($H \times B = 5 \times 16$ мм) при вылете $l_p = 130$ мм имеет $f_{c.o} = 1000$ Гц.

Наиболее эффективным и удобным методом нахождения собственных частот колебаний конструкций является ударное возбуждение с последующим анализом измеренных сигналов силы удара и виброперемещений (виброускорений).

Резец закреплялся в резцедержателе станка двумя болтами, каждый из которых создавал фиксированное усилие, равное 2700 Н. Момент затяжки крепящих болтов составлял 5 Нм и контролировался при помощи динамометрического ключа. К опорной поверхности резца под режущей пластиной крепился титановый кубик, имеющий размеры $10 \times 10 \times 10$ мм, к которому приклеивались два легких акселерометра типа 4374 (масса 0,65 г).

Для нахождения демпфирующей способности материала державки была разработана вторая установка, которая состоит из качалки

для установки державки резца, ударного молотка с внутренним датчиком силы, усилителей-возбудителей, анализатора сигналов, акселерометров.

Для иллюстрации собственных частот на рис. 4.1 и 4.2 приведены характеристики, записанные для резца с державкой сечением $H \times B = 29 \times 20$ мм, закрепленного в резцедержателе с вылетом $l_p = 58$ мм. На рис. 4.1 и 4.2 показаны, соответственно, графики спектральной плотности мощности вертикального виброускорения и передаточной функции державки резца. Собственной частотой изгибных колебаний державки резца в направлении действия силы является частота 3264 Гц, соответствующая максимуму модуля спектральной плотности мощности виброускорения (рис. 4.1) или максимуму модуля передаточной функции (рис. 4.2, а).

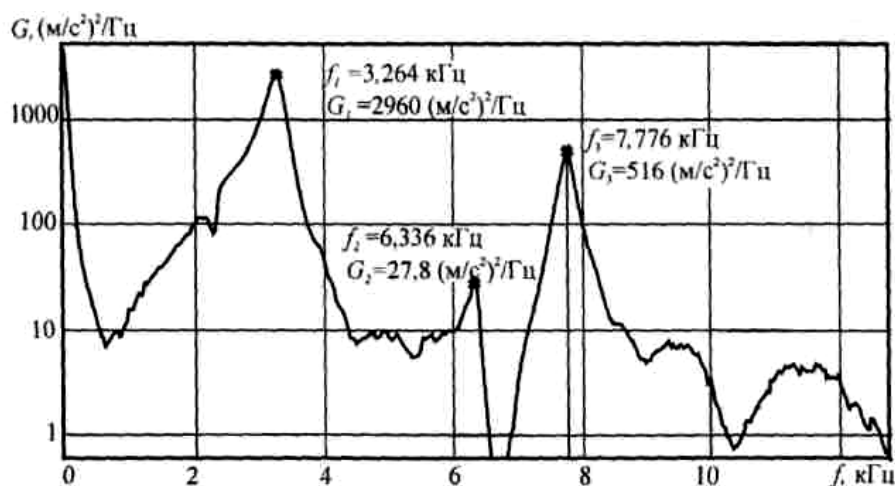
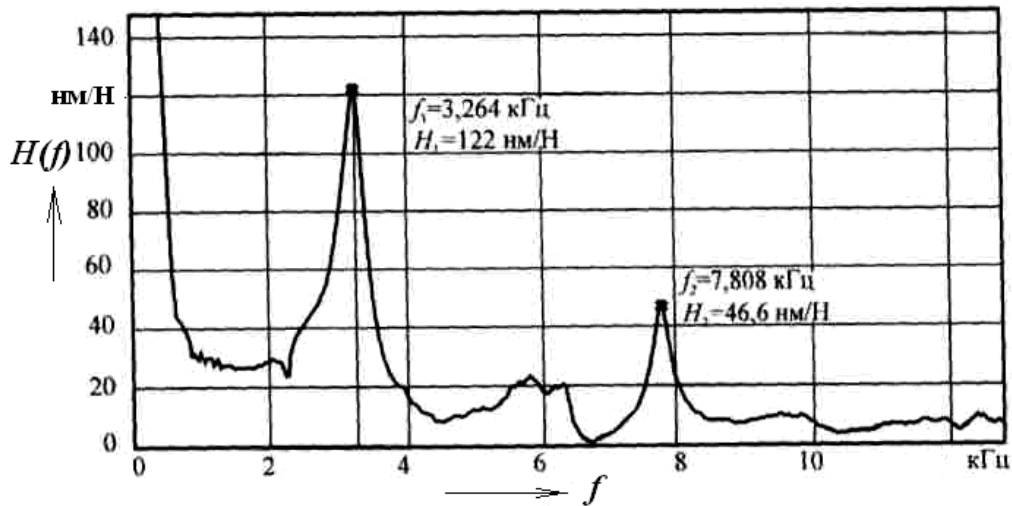
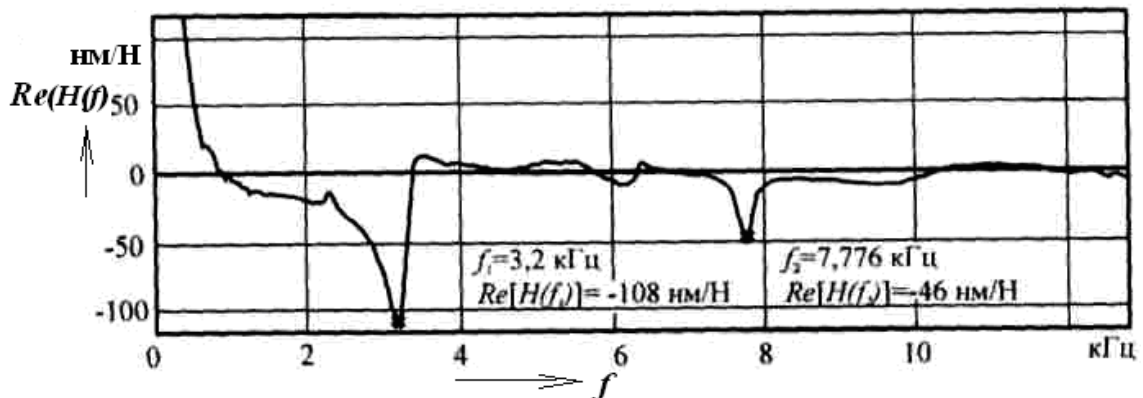


Рис. 4.1. Спектральная плотность мощности виброускорения резца в вертикальном направлении ($H \times B = 29 \times 20$ мм, $l_p = 58$ мм)

Вместе с тем полученное значение собственной частоты проверялась по действительной или мнимой части передаточной функции $H(f)$. Известно, что в точке резонанса действительная часть передаточной функции меняет знак, а мнимая достигает экстремума. На экране анализатора сигналов перемещали курсор до совмещения стыками, в которых передаточная функция меняет знак, и определяли собственную частоту державки резца. На рис. 4.2, б действительная часть передаточной функции содержит две явно выраженные частоты: 3,2 и 7,776 кГц. Первая частота является собственной частотой изгибных, а вторая – продольных колебаний державки резца.



а)



б)

Рис. 4.2. Передаточная функция державки резца ($H \times B = 29 \times 20$ мм, $l_p = 58$ мм):
а – модуль передаточной функции; б – действительная часть передаточной функции $H(f)$

Для определения собственной частоты продольных колебаний державки пользовались графиком спектральной плотности мощности виброускорения, измеренного в направлении действия силы резания P_y при помощи акселерометра (рис. 4.3).

На спектрограмме присутствуют два наиболее мощных пика. Собственная частота продольных колебаний резца определяется пиковой частотой 7808 Гц, имеющей максимальный модуль спектральной плотности. Пик меньшей мощности на частоте 3264 Гц соответствует собственной частоте изгибных колебаний державки. Таким образом, на спектрограмме собственные частоты изгибных и продольных колебаний державки при большом вылете резца различаются достаточно отчетливо.

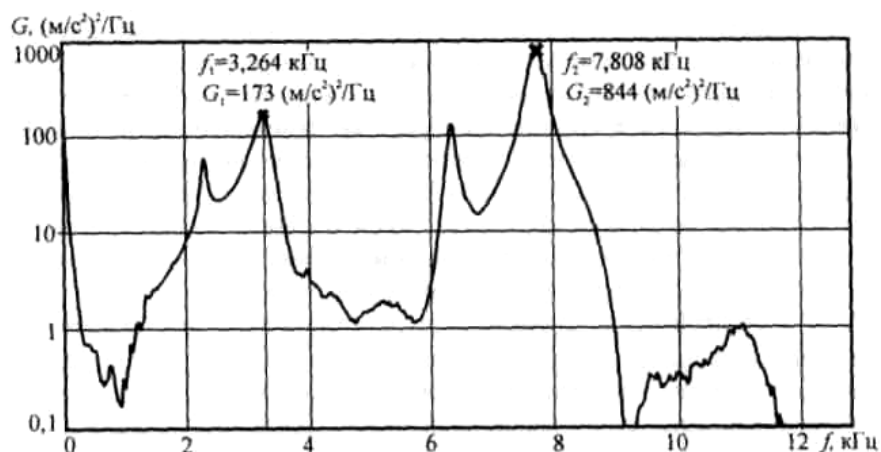


Рис. 4.3. Спектральная плотность мощности виброускорения резца G в направлении действия силы резания P_y ($H \times B = 29 \times 20$ мм, $l_p = 58$ мм)

Кроме того, измерялись собственные частоты державок резцов семи типоразмеров (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Собственные частоты изгибных и продольных колебаний державок резцов

Сечение державки резца $H \times B$, мм	Вылет резца l_p , мм	Собственная частота f_c , Гц, в направлении действия силы	
		P_z	P_y
11×12	22	4650	5840
18×12	18	6816	7136
18×12	36	5216	6560
15×16	32	4736	4672
25×20	25	4352	7424
25×20	50	3530	6760
29×20	29	4544	8000
29×20	58	3264	7808
25×25	25	5248	8672
25×25	50	3040	7968
36×25	36	3968	9520
36×25	72	2816	7776

Три из них с сечением державок $H \times B = 11 \times 12$ мм; $H \times B = 18 \times 12$ мм и $H \times B = 15 \times 16$ мм имели напаянные режущие пластины, а остальные – механическое крепление многогранных сменных пластин. Все резцы, за исключением отрезного ($H \times B = 18 \times 12$ мм), проходные.

Методы измерения коэффициентов демпфирования державок резцов распадаются на две категории в зависимости от того, к какой области они относятся: временной или частотной.

Методы, оперирующие во временной области, являются справедливыми как для линейных, так и для нелинейных систем. Во временной области демпфирующие характеристики определяются двумя способами:

а) по осциллограммам свободных затухающих колебаний державок резцов;

б) по импульсным переходным характеристикам.

Метод логарифмического декремента [75]–[77] заключается в том, что по полученной записи временной характеристики виброускорения державки резца, совершающего свободные затухающие колебания, определяется полное число колебаний N , в течение которого амплитуда уменьшается вдвое. Затем рассчитывается логарифмический декремент колебаний δ по формуле [78]:

$$\delta = \frac{1}{N} \frac{\lg 2}{\lg e}, \quad (4.1)$$

где e – основание натуральной системы логарифмов.

Безразмерный коэффициент затухания (демпфирования) η находим из выражения [78]:

$$\eta = \frac{0,7}{\sqrt{4\pi^2 N^2 + 0,49}}. \quad (4.2)$$

Следует отметить, что определение демпфирования методом логарифмического декремента дает однозначный результат лишь в том случае, когда огибающая затухающих колебаний имеет форму экспоненты [79]. Такой характер переходного процесса соответствует системе с вязким демпфированием. Можно предположить, что в системе резца и державки одновременно действуют вязкое и кулоновское демпфирование.

Следует отметить, что для реальных систем вид нелинейности, как правило, не бывает известен заранее [77]. При испытаниях державок резцов встречаются кривые переходных процессов как первого, так и второго типов.

Для определения демпфирующих характеристик по кривым свободных затухающих колебаний второго типа использовали понятие

эквивалентного вязкого демпфирования [77]. Тогда эквивалентный безразмерный коэффициент затухания вычислялся по формуле [77]:

$$\eta_{\text{ЭКВ}} = \frac{2d}{\pi a_0}, \quad (4.3)$$

где d – величина, которую можно определять по экспериментальной временной характеристике виброускорения державки резца, совершающего свободные затухающие колебания, используя выражение, мм:

$$d = \frac{a_i - a_{i+1}}{4};$$

a_i – амплитуда i -го колебания (виброускорения), м/с²; a_{i+1} – амплитуда $(i + 1)$ -го колебания, м/с²; a_0 – начальная амплитуда, которая интерпретируется как амплитуда рассматриваемого цикла колебаний, т. е. $a_0 = a_i$, м/с².

Поэтому эквивалентный безразмерный коэффициент затухания державки резца определяется посредством усреднения полученных коэффициентов:

$$\eta_{\text{ЭКВ}} = \frac{\sum_{i=1}^{n_k} \eta_i}{n_k} = \frac{0,0485 + 0,046 + 0,0485 + 0,039}{4} = 0,0455,$$

где n_k – число периодов колебаний, для которых вычисляли безразмерный коэффициент затухания.

Считая $\eta = \eta_{\text{ЭКВ}}$, находился логарифмический декремент колебаний по формуле [76]:

$$\delta = \frac{2\pi\eta}{\sqrt{1-\eta^2}} = \frac{2 \cdot 3,1415 \cdot 0,0455}{\sqrt{1-0,0455^2}} = 0,286. \quad (4.4)$$

Согласно спектрограмме, приведенной на рис. 4.4, собственная частота продольных колебаний державки резца ($H \times B = 36 \times 25$ мм) определяется частотой $f = 9520$ Гц с максимальным значением модуля спектральной плотности мощности виброускорения ($\omega = 59785$ 1/с).

К частотным методам оценки демпфирующей способности относятся метод резонансной амплитудно-частотной характеристики [80], метод, основанный на анализе передаточной функции и т. п.

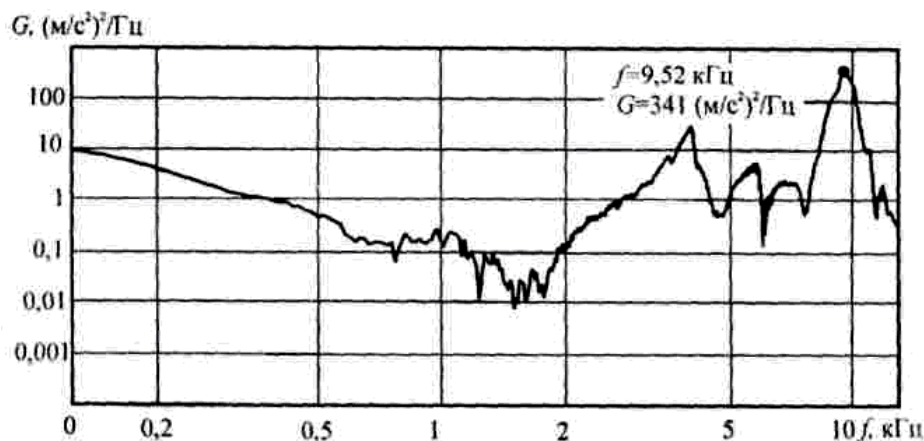


Рис. 4.4. Спектральная плотность мощности виброускорения резца с сечением державки $H \times B = 36 \times 25 \text{ мм}$, $l_p = 36 \text{ мм}$

Демпфирующая способность резца определялась по резонансной кривой, расположенной в области собственной частоты державки. Расчет логарифмического декремента колебаний производится по формуле [80]:

$$\delta = \pi \frac{f_2 - f_1}{f_c} = \pi \frac{\Delta f}{f_c}, \quad (4.5)$$

где Δf – ширина частотного диапазона на уровне -3 дБ от вершины резонансной кривой; f_1 , f_2 – соответственно, нижняя и верхняя частоты на уровне -3 дБ от вершины резонансной кривой; f_c – собственная частота державки резца.

Результаты расчета приведены в табл. 4.2. Ширина частотного диапазона устанавливается при помощи анализатора сигналов и записывается на его экране. Так, для резца с сечением державки $H \times B = 29 \times 20 \text{ мм}$, установленной в резцедержателе станка с вылетом $l_p = 58 \text{ мм}$, величина Δf составила 352 Гц . Тогда логарифмический декремент колебаний составит по (4.5) $\delta = 0,312$.

Зависимость для определения коэффициента демпфирования получали по выражению

$$n = \eta \omega_0. \quad (4.6)$$

Здесь собственная частота незатухающих свободных колебаний вычисляется по формуле

$$\omega_0 = \frac{\omega_1}{\sqrt{1 - \eta^2}}. \quad (4.7)$$

**Результаты расчета демпфирующей способности
материала державок резцов**

Сечение державки резца $H \times B$, мм	11 × 12	18 × 12	15 × 16	25 × 20	29 × 20	25 × 25	36 × 25
Логарифмический декремент колеба- ний δ	0,1	0,0875	0,1	0,0875	0,0875	0,1	0,0875

Тогда безразмерный коэффициент затухания η , после подстановки величины логарифмического декремента колебаний δ в выражение (4.4), будет определяться:

$$\eta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}}. \quad (4.8)$$

4.1.2. Расчеты собственных частот резца

Для определения собственной частоты колебаний резца представим его в виде консольной балки постоянного сечения, не имеющей сосредоточенных масс на свободном конце. Как известно из теории колебаний, точное значение частоты, полученное решением в замкнутом виде дифференциального уравнения изгибных колебаний консольной балки без сосредоточенных масс, определяется по формуле [81]:

$$f = \frac{\alpha_m^2}{2\pi l_p^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}} = \frac{1,875^2}{6,283 l_p^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}. \quad (4.9)$$

Проведя сокращения, получаем:

$$f = \frac{0,56}{l_p^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}, \text{ Гц,}$$

где α_m – первый корень уравнения частот изгибных колебаний незагруженной консольной балки, т. е. балки без сосредоточенного груза на конце; l_p – вылет резца, м; EJ – жесткость на изгиб резца; E – модуль упругости первого рода, Н/м²; J – момент инерции поперечного сечения резца, м⁴; $m = q/g$ – погонная масса резца, кг/м; q – вес единицы длины резца, Н/м; g – ускорение силы тяжести, м/с².

Для проверки соответствия математической модели (4.9) реальной системе были произведены сравнения расчетных и экспериментальных значений собственных частот колебаний резца с поперечным сечением державки $H \times B = 25 \times 20$ мм (рис. 4.5). Державка резца изготовлена из стали 40Х (46–51 HRC₃; плотность $\rho_c = 7,85$ г/см³; $E = 2,185 \times 10^{11}$ Н/м²). Резцы оснащались твердосплавными пластинами ВК6 размерами $12,7 \times 12,7 \times 4,76$ мм (масса пластины 9,508 г). Режущая пластина крепилась к державке винтом (масса винта 3,392 г). Вылет резца l_p составлял 25 и 50 мм, т. е. $l_p = H$ и $l_p = 2H$ (H – высота державки). Длина державки резца $L = 158$ мм. Момент инерции сечения резца:

$$J = \frac{BH^3}{12} = \frac{0,02 \cdot 0,025^3}{12} = 2,604 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4,$$

где B – ширина державки, м.

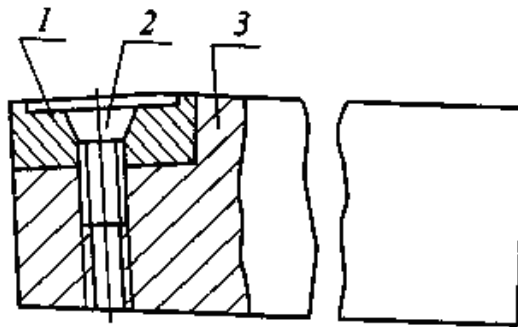


Рис. 4.5. Опытная конструкция резца:
1 – режущая пластина; 2 – винт; 3 – державка
сечением $H \times B = 25 \times 20$ мм

Собственные частоты колебаний державки резца для двух его вылетов (4.9):

а) $l_p = H = 25$ мм;

$$f = \frac{0,56}{0,025^2} \sqrt{\frac{2,185 \cdot 10^{11} \cdot 0,025 \cdot 2,604 \cdot 10^{-8}}{0,0785}} = 38140 \text{ Гц};$$

б) $l_p = 2H = 50$ мм;

$$f = \frac{0,56}{0,05^2} \sqrt{\frac{2,185 \cdot 10^{11} \cdot 0,05 \cdot 2,604 \cdot 10^{-8}}{0,1766}} = 8990 \text{ Гц}.$$

Проведенные расчеты и эксперименты для проходного резца с поперечным сечением державки $H \times B = 25 \times 20$ мм показали, что расчетные собственные частоты колебаний токарного резца намного выше частот, определяемых в процессе экспериментов (табл. 4.3). Это особенно заметно проявляется при малых вылетах резца. Очевидно, данная модель не учитывает всех факторов, оказывающих в реальных условиях решающее влияние на собственную частоту колебаний резца.

Таблица 4.3

Собственные колебания проходного резца с сечением державки

$H \times B = 25 \times 20$ мм

Вылет резца l_p , мм	Собственные колебания резца, Гц	
	расчетные	экспериментальные
25	38140	4440
50	8990	3530

В работе [81] собственная частота колебаний консольной балки (резца), учитывающая сосредоточенный груз с приведенной массой $M_{пр}$ на конце, вычисляется по формуле

$$f_{нэ} = K_n f_c, \quad (4.10)$$

где K_n – поправочный коэффициент:

$$K_n = \left(\frac{\alpha}{1,875} \right)^2; \quad (4.11)$$

f_c – собственная частота колебаний балки (резца) без учета сосредоточенного груза, Гц; α – корень трансцендентного уравнения частот изгибных колебаний консольной балки (резца) с сосредоточенной массой $M_{пр}$ на конце.

С другой стороны, коэффициент жесткости C консольной части выразили через величины, входящие в уравнение для определения собственной частоты f_c колебаний резца, а именно:

$$f_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{K_{пр}m}}, \quad C = 4\pi^2 f_c^2 K_{пр}m, \quad (4.12)$$

где $K_{пр}$ – коэффициент приведения распределенной массы к сосредоточенной ($K = 0,2427$) [82]; m – масса консольной части резца, кг.

Вибрации режущего инструмента в процессе точения являются причиной снижения срока службы инструмента [71], [73], [82]. Доминирующее влияние на стойкость оказывают вибрации резцов, действующие в направлении скорости резания (составляющей силы P_z) [71]. При этом стойкость инструмента тем выше, чем меньше амплитуда колебаний. Однако стойкость резцов зависит не только от амплитуды, но и частоты колебаний [71], [82]. Поэтому исследования ряда авторов [71], [82] посвящены установлению критических (допускаемых) амплитуд колебаний режущей части резцов для каждого диапазона частоты (табл. 4.4).

Таблица 4.4

Рекомендации по выбору допускаемой амплитуды колебаний режущей части резца

Условия обработки, влияющие на выбор амплитуды колебаний резца	Допускаемая амплитуда колебаний режущей части резца, мкм
Обработка резцами, оснащенными твердосплавными режущими пластинами [83]: а) при низкочастотных колебаниях $f = 20\text{--}150$ Гц;	30–150
б) при колебаниях с частотами $f = 150\text{--}3000$ Гц; в) при колебаниях с частотами $f = 200\text{--}4500$ Гц; (материал детали – сталь 45 [71])	8–20 0,2–2
При обработке цилиндрических деталей [84]: а) для 6–10 квалитетов; б) для квалитетов грубее 10	$[Z] \leq 0,25T$ $[Z] \leq 0,125T$
Согласно [85] допускаемая амплитуда: а) для чистовых режимов; б) при малой толщине срезаемого слоя a (когда есть опасность выхода инструмента из металла);	$[Z] \leq Ra$ $[Z] \leq 0,5a$
в) при получистовой обработке	$[Z] \leq v \cdot \operatorname{tg} \alpha / \omega$
Точение резцами, оснащенными пластинами режущей керамики [86]	6 (при $f = 40\text{--}400$ Гц)

Обозначения: T – допуск; Ra – среднее арифметическое отклонение профиля (параметр шероховатости); v – скорость резания; α – задний угол резца ($6\text{--}8^\circ$); ω – собственная частота резца (детали); f – частота изменения силы.

4.1.3. Постановка динамической задачи теории упругости

Считаем, что в своем начальном состоянии упругое твердое тело свободно от напряжений, имеет постоянную температуру и находится в термодинамическом равновесии со средой. Для определения напря-

жений σ_{ij} , деформаций ε_{ij} и перемещений u_i ($i, j = 1, 2, 3$), возникающих в нем под воздействием внешней поверхностной R_i и объемной (массовой) F_i динамических нагрузок, служат закон Гука, соотношения Коши, граничные условия и уравнения движения:

$$\sigma_{ij,j} + \rho(F_i - \ddot{u}_i) = 0. \quad (4.13)$$

В начальный момент времени должны выполняться условия:

$$u_i = u_{0i}, \quad \dot{u}_i = \dot{u}_{0i}, \quad t = 0. \quad (4.14)$$

Свободные колебания. Режущий инструмент должен быть свободен от действия внешних сил, $F_i = 0$, $\sigma_{ij}l_j = 0$. Часть поверхности S_u может быть неподвижно закреплена на ней – $u_i = 0$. Заданы начальные условия (4.14), которые приводят инструмент в движение.

Решения уравнения движения будет иметь вид:

$$u_k = U_k \exp(i\omega t),$$

где U_k – функция только координат, но не времени. Аналогичным образом представляются компоненты деформации и напряжения.

В дальнейшем для удобства через u_i , σ_{ij} обозначались амплитуды перемещений и напряжений, т. е. вместо U_i использовали u_i . Тогда, подставив искомое решение в уравнения движения (4.13), получим систему уравнений для этих амплитуд:

$$\sigma_{ij,j} - \rho\omega^2 u_i = 0, \quad (4.15)$$

при этом множитель $\exp(i\omega t)$ сокращается. Уравнения связи между амплитудами напряжений и деформаций сохраняют форму обычного закона Гука.

Система уравнений (4.15) при однородных граничных условиях может иметь очевидное решение:

$$u_i = 0, \quad \sigma_{ij} = 0.$$

Однако при некоторых значениях параметра $\omega = \omega_k$ возможно и ненулевое решение:

$$u_i = u_i^k, \quad \sigma_{ij} = \sigma_{ij}^k.$$

Соответствующие значения параметра ω_k называются *собственными частотами*, а функции u_i^k определяют *собственные формы*

колебаний. Заметим, что в (4.15) войдут квадраты собственных частот, поэтому корню ω_k будет всегда соответствовать второй, равный по величине и противоположный по знаку, корень $(-\omega_k)$. Для этих отрицательных корней не вводилась специальная нумерация, но следует помнить, что кроме решения $u_i \exp(i\omega t)$ всегда присутствует и второе решение $u_i \exp(-i\omega t)$. Это позволяет образовывать из них действительные комбинации, которые одни только и имеют механический смысл.

Уравнения, связывающие величины u_i^k и σ_{ij}^k , вытекают из (4.15):

$$\sigma_{ij}^k - \rho \omega_k^2 u_i^k = 0. \quad (4.16)$$

Очевидно, что вследствие однородности системы уравнений и граничных условий искомые функции, входящие в (4.16), определены с точностью до произвольного множителя.

Уравнения (4.13) формально могут рассматриваться как уравнения статической задачи теории упругости с массовыми силами $(-\rho \omega^2 u_i)$. Пусть $\omega = \omega_k$ есть какая-либо из собственных частот. Тогда $u_i = u_i^k$ представляет собой перемещение, вызванное действием распределенных по объему сил $P_i^k = -\rho \omega_k^2 u_i^k$. Аналогичным образом силы $P_i^s = -\rho \omega_s^2 u_i^s$ при частоте ω_s вызывают перемещение u_i^s . Но по теореме Бетти [87], [88]:

$$\int_v P_i^s u_i^k dV = \int_v P_i^k u_i^s dV,$$

или

$$\omega_s^2 \int_v \rho u_i^s u_i^k dV = \omega_k^2 \int_v \rho u_i^k u_i^s dV.$$

Так как $\omega_s \neq \omega_k$, то последнее равенство возможно, если интеграл равен нулю. Следовательно,

$$\int_v \rho u_i^k u_i^s dV = 0 \quad (k \neq s). \quad (4.17)$$

Равенство (4.17) выражает *свойство ортогональности собственных форм колебаний*. Из условия ортогональности следует, в частности, что частоты ω_k для линейно упругого тела всегда действительны. Чтобы доказать это, предположим противное, а именно:

допустим, что $\omega_1 = \alpha + i\beta$. Тогда уравнение для нахождения собственных частот будет обязательно иметь еще один комплексно сопряженный корень $\omega_2 = \alpha - i\beta$. Соответствующие собственные формы также будут комплексно сопряженными: $u_i^1 = p_i + iq_i$, $u_i^2 = p_i - iq_i$. Из условия ортогональности следует:

$$\int_v \rho u_i^1 u_i^2 dV = \int_v \rho (p_i^1 + q_i^2) dV = 0.$$

Но это равенство возможно лишь тогда, когда $p_0 \equiv 0$, $q_1 \equiv 0$. Таким образом, в линейной теории упругости движений с комплексными частотами быть не может. Очевидно, что этим исключается и случай чисто мнимых частот.

Поскольку u_i^k определены лишь с точностью до произвольного постоянного множителя, их можно нормировать произвольным образом. Обычно принимают:

$$R_i = R_i^0 \exp(ipt). \quad (4.18)$$

Соотношения (4.18) выражают условия нормирования и одновременно повторяют условия ортогональности собственных форм (4.17).

Принцип суперпозиции (метод Фурье) позволяет представить общее выражение для перемещений при свободных колебаниях упругого тела следующим образом:

$$u_i = \sum_{k=1}^{\infty} (A_k \sin \omega_k t + B_k \cos \omega_k t) u_i^k(x_s), \quad (4.19)$$

где A_k , B_k – неопределенные константы.

Дифференцируя (4.19) по времени, находим:

$$\dot{u}_i = \sum_{k=1}^{\infty} (A_k \omega_k \cos \omega_k t + B_k \omega_k \sin \omega_k t) \dot{u}_i^k(x_s).$$

Приравнивая при $t = 0$ значения перемещений и скоростей к их заданным начальным значениям u_{0i} и v_{0i} (4.14), получим:

$$\sum_{k=1}^{\infty} B_k u_i^k(x_s) = u_{0i}(x_s), \quad \sum_{k=1}^{\infty} A_k \omega_k u_i^k(x_s) = v_{0i}(x_s).$$

Умножая каждое из этих равенств на ρu_i^k и интегрируя по объему, получим:

$$B_k = \int_v \rho u_{0i} u_i^k dV, \quad A_k = \frac{1}{\omega_k} \int_v \rho v_{0i} u_i^k dV. \quad (4.20)$$

Соотношения (4.20) не предполагают возможности разложения функций u_{0i} и v_{0i} в ряды по собственным формам колебаний или фундаментальным собственным функциям u_i^k . Начальное распределение скоростей может быть даже не непрерывным, и сходимость может быть лишь в среднем.

Вынужденные гармонические колебания. В этом случае объемные F_i и поверхностные R_i силы, а также заданные перемещения точек поверхности u_{0i} представляют собой периодические функции времени:

$$F_i = F_i^0 \varphi(t), \quad R_i = R_i^0 \varphi(t), \quad u_{0i} = u_i^0 \varphi(t).$$

Величины с верхним индексом «0» не зависят от времени, поэтому в качестве типового представителя функции $\varphi(t)$ можно принять:

$$\varphi(t) = \exp(ipt) = \cos pt + i \sin pt.$$

При этом любая периодическая функция может быть представлена рядом Фурье. Построив решение для одного члена этого ряда, можно воспользоваться принципом суперпозиции для построения полного решения.

Пусть на инструмент действуют периодические силы с круговой частотой p . Для простоты исследования считали, что массовые силы отсутствуют ($F_i = 0$), а на всей поверхности инструмента внешние силы представимы в виде:

$$R_i = R_i^0 \exp(ipt).$$

Полагая перемещения и напряжения также пропорциональными $\exp(ipt)$ и сохраняя обозначения u_i и σ_{ij} для амплитуд перемещений и напряжений, получим из (4.13) следующие уравнения:

$$\sigma_{ij,j} - \rho p^2 u_i = 0. \quad (4.21)$$

На поверхности S_σ должны выполняться граничные условия:

$$\sigma_{ij}l_j = R_i^0. \quad (4.22)$$

Представим искомое решение в виде:

$$u_i = u'_i + u_i^0, \quad \sigma_{ij} = \sigma'_i + \sigma_{ij}^0, \quad (4.23)$$

где u_i^0 , σ_{ij}^0 – решение статической задачи теории упругости, удовлетворяющее уравнениям равновесия $\sigma_{ij,j}^0 = 0$, уравнениям связи и граничным условиям (4.22).

Тогда, подставив (4.23) в (4.21), получим, что первая часть решения u_i^0 , σ_{ij}^0 удовлетворяет следующим уравнениям движения:

$$\sigma'_{ij,j} - \rho p^2 u'_i = \rho p^2 u_i^0 \quad (4.24)$$

при однородных граничных условиях. Положим:

$$u'_i = \sum_{k=1}^{\infty} a_k u_i^k, \quad \sigma'_i = \sum_{k=1}^{\infty} a_k \sigma_{ij}^k.$$

Подставляя эти выражения в (4.24) и исключая производные от амплитуд напряжений, получили:

$$\sum_{k=1}^{\infty} a_k \rho (\omega_k^2 - p^2) u_i^k = \rho p^2 u_i^0.$$

Умножая это выражение на u_i^m и интегрируя по объему, с помощью условия ортонормированности собственных функций нашли:

$$a_m (\omega_m^2 - p^2) = p^2 \int_V \rho u_i^0 u_i^m dV.$$

Отсюда следует:

$$a_m = \frac{p^2}{\omega_m^2 - p^2} \int_V \rho u_i^0 u_i^m dV. \quad (4.25)$$

Если $p = \omega_m$, то частота возмущающей силы совпадает с одной из собственных частот инструмента и соответствующий коэффициент в (4.25) обращается в бесконечность, т. е. наступает *резонанс*.

В случае непериодического воздействия внешних сил для описания вынужденных колебаний инструмента поверхностная нагрузка

и искомое решение представляются в виде разложений в ряд по системе собственных фундаментальных функций [89], [90]. Подстановка этих рядов в уравнения движения позволяет получить уравнения для определения неизвестных функций времени.

4.2. Численная модель собственных частот

В процессе обработки резец взаимодействует с заготовкой и совместно с ней совершает колебания, возбуждаемые переменными составляющими силы резания: $P_z = P_z(\tau)$, $P_y = P_y(\tau)$ и $P_x = P_x(\tau)$.

Для определения амплитуд виброперемещений и виброскоростей представляли инструмент как консольно закрепленную балку постоянной жесткости (рис. 4.6). Оси координат расположены, как указано на рис. 4.6. Координатные плоскости $\tilde{Y}O_1\tilde{Z}$ и YOZ , $\tilde{X}O_1\tilde{Z}$ и XOZ , соответственно, принадлежащие системам координат инструмента и заготовки, попарно параллельны, а плоскости $\tilde{X}O_1\tilde{Y}$ и XOY совпадают друг с другом. При этом крутильными колебаниями резца вокруг оси $O_1\tilde{Y}$ пренебрегали.

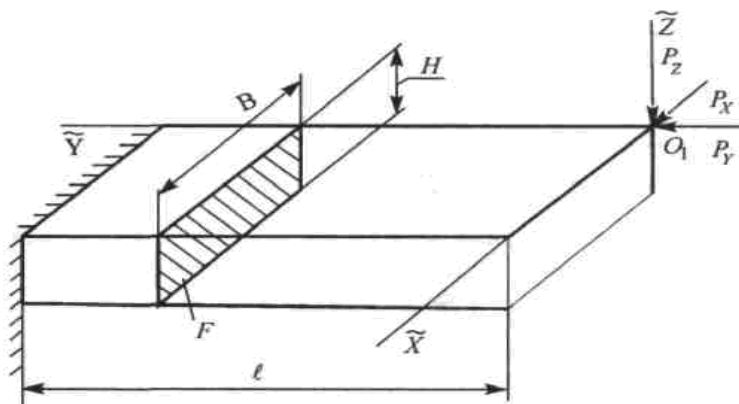


Рис. 4.6. Расчетная схема для определения виброперемещений инструмента

Поперечные колебания резца описываются дифференциальными уравнениями вида [91]:

– в плоскости $\tilde{Y}O_1\tilde{Z}$:

$$EJ_{\tilde{x}} = \frac{\partial^4 V_p}{\partial \tilde{y}^4} + \rho F \frac{\partial^2 V_p}{\partial \tau^2} = 0,$$

ИЛИ

$$\frac{\partial^2 V_p}{\partial \tau^2} = \frac{EJ_{\tilde{x}}}{\rho F} \frac{\partial^4 V_p}{\partial \tilde{y}^4}, \quad (4.26)$$

– в плоскости $\tilde{X}O_1\tilde{Y}$:

$$EJ_{\tilde{z}} = \frac{\partial^4 V_p}{\partial \tilde{y}^4} + \rho F \frac{\partial^2 U_p}{\partial \tau^2} = 0,$$

ИЛИ

$$\frac{\partial^2 U_p}{\partial \tau^2} = \frac{EJ_{\tilde{z}}}{\rho F} \frac{\partial^4 U_p}{\partial \tilde{y}^4}, \quad (4.27)$$

где $V_p = V(\tilde{y}, \tau)$, $U_p = U(\tilde{y}, \tau)$ – колебания резца, соответственно, в направлении осей $O_1\tilde{Z}(O\tilde{Z})$ и $O_1\tilde{X}(OX)$, т. е. изменение положения оси резца в плоскостях $\tilde{Y}O_1Z$ и $\tilde{X}O_1Z$ с течением времени τ ; F – площадь поперечного сечения державки резца; ρ – плотность материала державки резца; $J_{\tilde{x}}$, $J_{\tilde{z}}$ – моменты инерции сечения державки резца, соответственно, относительно осей \tilde{X} и \tilde{Z} :

$$J_{\tilde{x}} = \frac{BH^3}{12}; \quad J_{\tilde{z}} = \frac{B^3H}{12}.$$

Для решения уравнений (4.26), (4.27) использовали начальные условия:

$$V_p(\tilde{y}, 0) = 0; \quad \dot{V}_p(\tilde{y}, 0) = 0; \quad (4.28)$$

$$U_p(\tilde{y}, 0) = 0; \quad \dot{U}_p(\tilde{y}, 0) = 0 \quad (4.29)$$

и граничные условия в месте заделки ($\tilde{y} = l_p$):

$$V_p(l_p, \tau) = 0; \quad \frac{\partial V_p(l_p, \tau)}{\partial \tilde{y}} = 0; \quad (4.30)$$

$$U_p(l_p, \tau) = 0; \quad \frac{\partial U_p(l_p, \tau)}{\partial \tilde{y}} = 0, \quad (4.31)$$

на свободном конце резца ($\tilde{y} = 0$):

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 V_p(O, \tau)}{\partial \tilde{y}^2} &= 0; \\ \frac{\partial^3 V_p(O, \tau)}{\partial \tilde{y}^3} &= -\frac{P_z}{EJ_{\tilde{x}}}; \end{aligned} \right\} \quad (4.32)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 U_p(O, \tau)}{\partial \tilde{y}^2} &= 0; \\ \frac{\partial^3 U_p(O, \tau)}{\partial \tilde{y}^3} &= -\frac{P_x}{EJ_{\tilde{z}}}, \end{aligned} \right\} \quad (4.33)$$

где l_p – вылет резца.

Решение уравнений (4.26), (4.27) при заданных начальных и граничных условиях (4.28)–(4.33) производится методом конечных разностей [92]. Для вычисления частных производных используются конечно-разностные схемы.

Тогда окончательная формула приобретает вид:

$$f_{i,j+1} = 2f_{ij} - f_{i,j-1} - 1 - \frac{EJ_z \Delta \tau^2}{\rho F} \frac{\partial^4 f_y}{\partial y^4}, \quad (4.34)$$

$$\text{где } \frac{\partial^4 f_{ij}}{\partial y^4} = \begin{cases} \frac{f_{i-2,j} - 4f_{i-1,j} + 6f_{ij} - 4f_{i+1,j} + f_{i+2,j}}{\Delta y^4}, & \text{при } 2 \leq i \leq N-2; \\ \frac{f_{N-3,j} - 4f_{N-2,j} + 5f_{N-1,j} - 2f_{Nj}}{\Delta y^4}, & \text{при } i = N-1; \\ \frac{2}{\Delta y^4} (f_{3j} - 4f_{2j} + 7f_{ij}), & \text{при } i = 1; \\ \frac{2\Delta y^3 P_f + 2f_{N-2,j} - 4f_{N-1,j} + 2f_{Nj}}{\Delta y^4}, & \text{при } i = N. \end{cases}$$

Здесь $P_f = -\frac{P_x}{EJ_{\tilde{z}}}$, или $P_f = -\frac{P_z}{EJ_{\tilde{x}}}$.

Решая уравнения методом конечных разностей, вычислялись максимальные значения виброперемещений и виброскоростей резца.

В результате действия переменной радиальной силы P_r возникают в направлении оси $O_1Y(OY)$ продольные колебания $W_p = W_p(\tilde{y}, \tau)$, которые могут быть определены дифференциальным уравнением вида [93]:

$$\rho = \frac{\partial^2 W_p}{\partial \tau^2} = E \frac{\partial^2 W_p}{\partial \tilde{y}^2}. \quad (4.35)$$

При этом искомая функция должна соответствовать начальным:

$$W_p(\tilde{y}, 0) = 0, \quad \dot{W}_p(\tilde{y}, 0) = 0 \quad (4.36)$$

и граничным условиям:

– в месте заделки

$$W_p(l_p, \tau) = 0; \quad (4.37)$$

– на свободном конце резца

$$EF \frac{\partial W_p(0, \tau)}{\partial \tilde{y}} = -P_r(\tau). \quad (4.38)$$

Для решения краевой задачи использовался метод конечных разностей. Из полученных при этом величин продольных виброперемещений принимали во внимание только максимальные.

4.3. Виртуальная динамическая оценка надежности инструментов по их собственным частотам

4.3.1. Оценка динамической надежности сборного резца

Сила зажима резца винтами 15000 Н. На державке нанесено полимерное покрытие, свойства которого приведены в табл. 4.5.

Таблица 4.5

Свойства материала покрытия

Наименование показателя	Численное значение
Предел текучести по сжатию	235, МПа
Модуль Юнга	900, МПа
Коэффициент Пуассона	0,3
Коэффициент температурного расширения	0,000012, 1/С
Коэффициент теплопроводности	1, Вт(м ³ С)
Предел прочности по сжатию	410, МПа

После создания 3D-модели производилось разбиение на элементы. Параметры и результаты разбиения приведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6

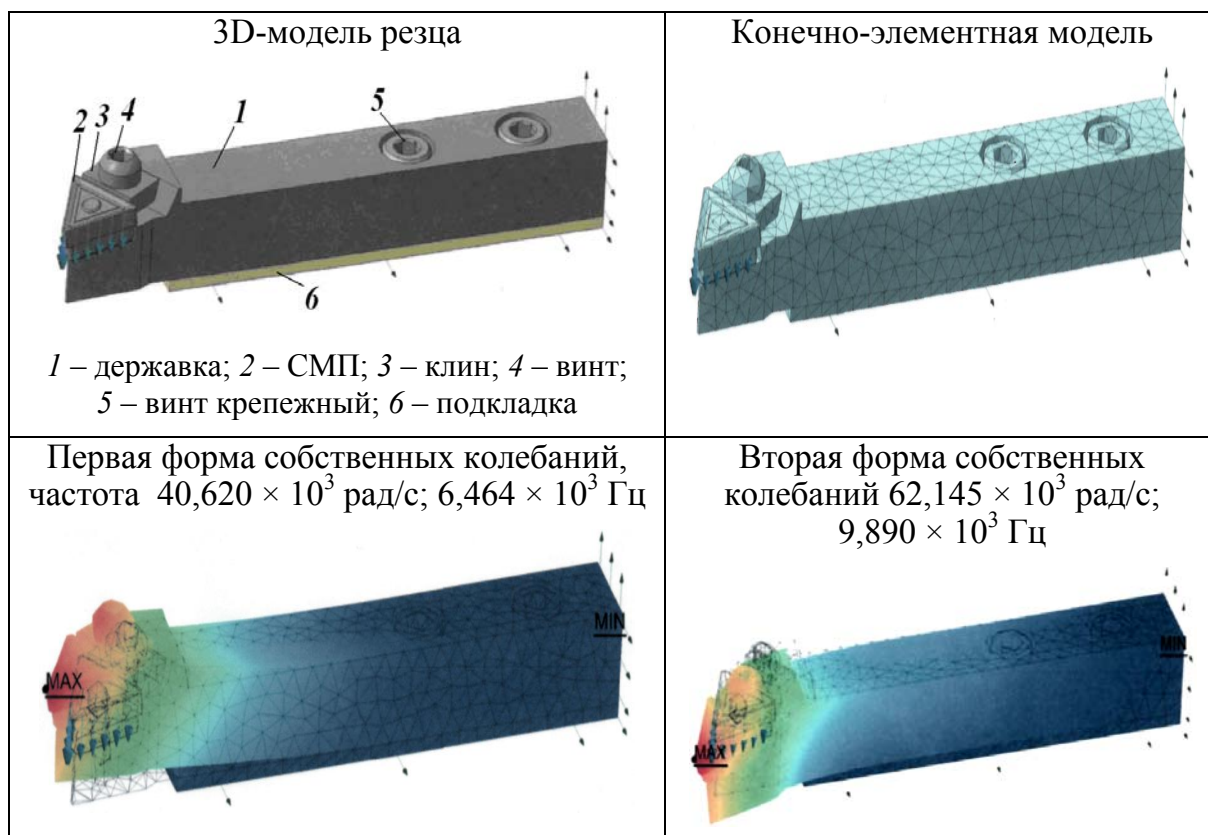
Параметры и результаты разбиения

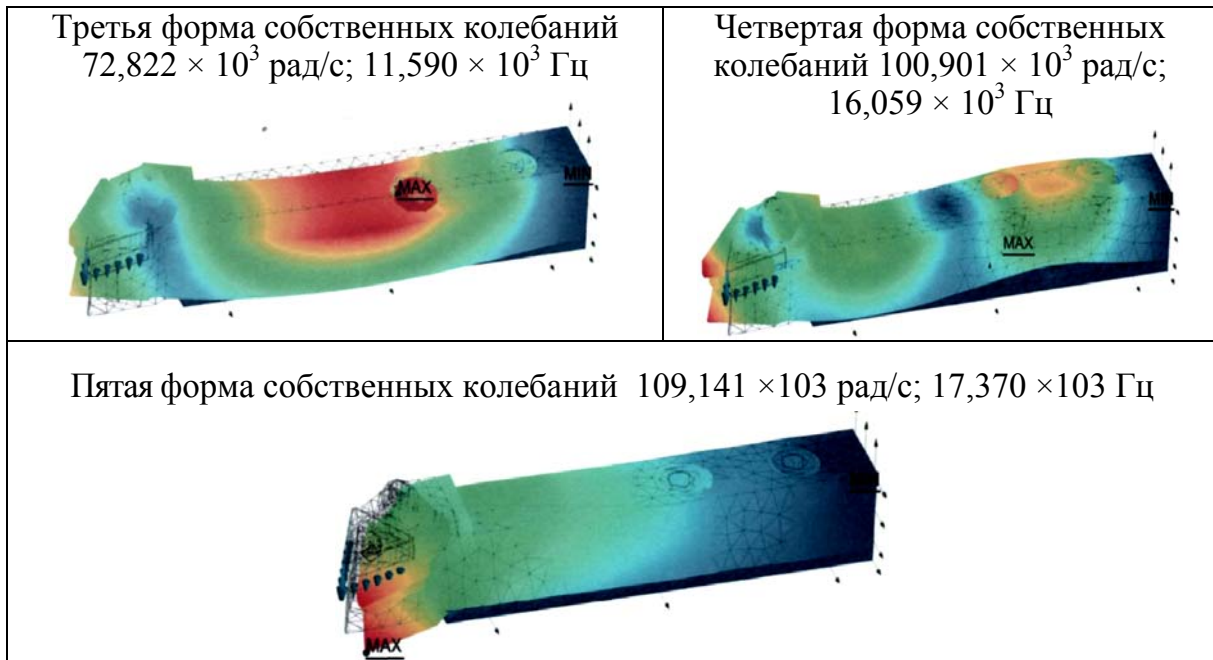
Наименование	Численное значение
Максимальная сторона элемента, мм	5
Максимальный коэффициент сгущения на поверхности	1
Коэффициент разрежения в объеме	1,5
Количество элементов	4600
Количество узлов	1566

Оценка динамической надежности сборной резцовой наладки производилась по собственным частотам. Результаты расчетов приведены в табл. 4.7.

Таблица 4.7

Результаты расчетов





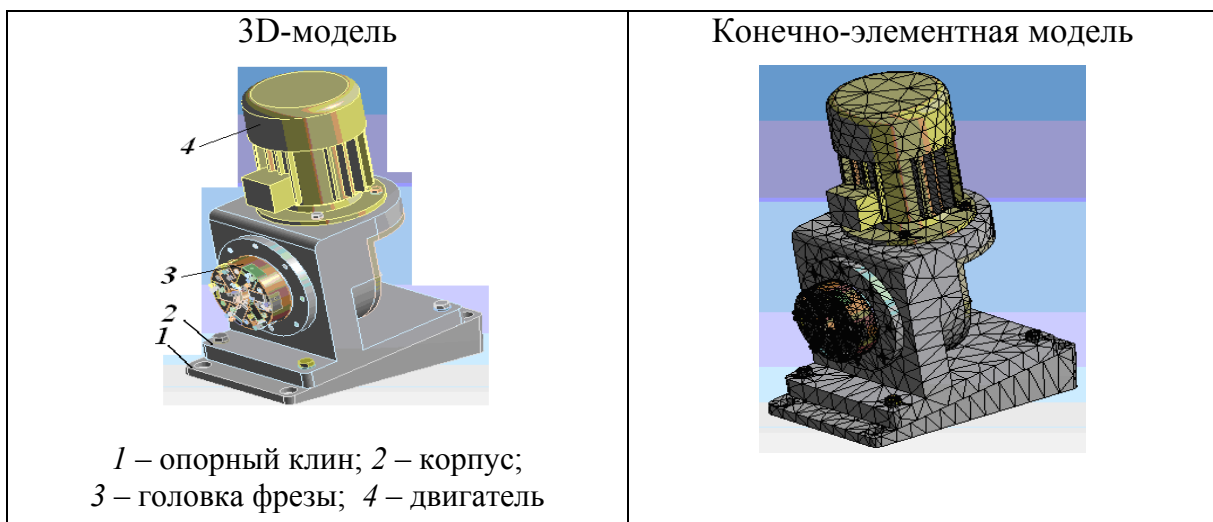
Анализ результатов позволяет заключить, что применение композиционного материала в качестве покрытия базовой поверхности державки приводит к снижению чувствительности системы.

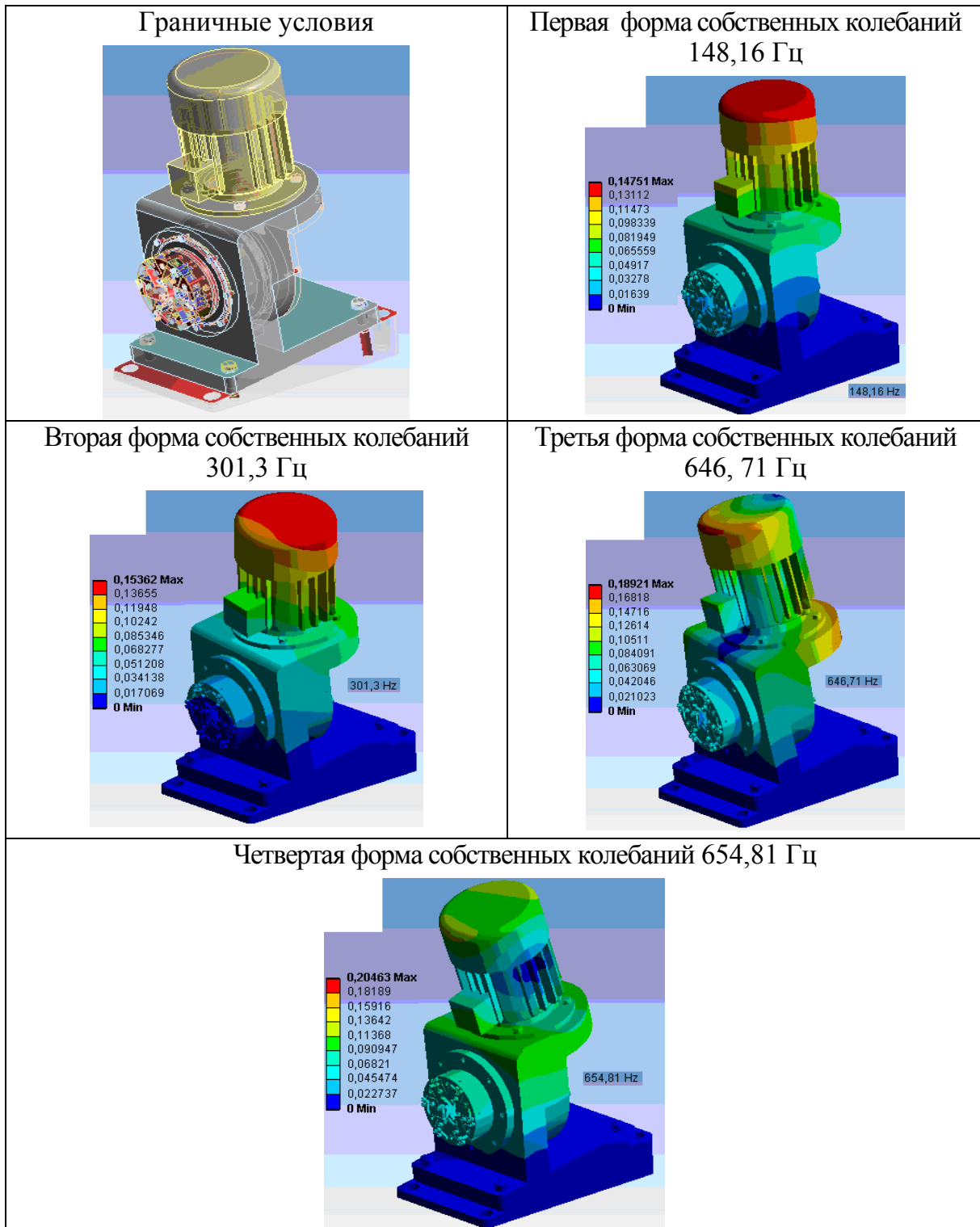
4.3.1. Оценка динамической надежности сборной фрезерной наладки

После создания 3D-модели фрезерной наладки производилось ее разбиение на конечные элементы (табл. 4.8). В качестве граничных условий вводились фиксированные переменные опорной плиты.

Таблица 4.8

Результаты расчетов





Полученные результаты позволяют производить оценку надежности сборного режущего инструмента по динамическим характеристикам и оптимизировать его конструкторские и технологические параметры.

5. ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ СБОРНОГО ИНСТРУМЕНТА

Анализ литературы позволяет заключить, что повышение надежности производится по конструкционным, технологическим и организационно-техническим направлениям. Конструкционное направление реализуется путем различных видов резервирования. Технологическое направление, в свою очередь, реализуется путями термической, химико-термической обработок, а также нанесением покрытий и дополнительной прецизионной обработкой. Организационно-техническое направление реализуется в основном разработкой регламентов обслуживания.

5.1. Резервирование режущих инструментов

5.1.1. Расчет количества резервных элементов

На первом этапе проектируется деталь-представитель и на нее составляется развернутая технология обработки. Используя технологию, определяются размеры и количество необходимого инструмента.

Обобщив полученные в работах [94], [95] соотношения, можно рассчитать оптимальные интервалы времени между плановыми заменами режущих элементов:

$$T^* = \frac{K_3}{(K_4 - K_3) p(T^*)} \left(1 - \int_0^{T^*} p(\tau) d\tau \right); \quad (5.1)$$

$$K_3 = t_{см1} / t; \quad K_4 = t_{см2} / t, \quad (5.2)$$

где T^* – интервал времени между плановыми заменами, мин; $t_{см1}$ и $t_{см2}$ – время, затрачиваемое, соответственно, на одну плановую и одну внеплановую замену, мин; τ – текущее время, мин; $p(\tau)$ и $p(T^*)$ – плотности вероятности стойкости инструмента и времени плановых замен.

Для отказов инструментов с микровыкрашиваниями плотность вероятности стойкости согласуется с законом Вейбулла [96], [97]:

$$p(\tau) = \frac{b}{a} \left(\frac{\tau}{a} \right)^{b-1} e^{-(\tau/a)^b}, \quad (5.3)$$

где a и b – параметры закона.

Тогда стойкость инструмента определится путем интегрирования (5.3):

$$T = \Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right)a, \quad (5.4)$$

где Γ – гамма-функция.

Кроме того, стойкость T является функцией параметров v , s_0 режима резания

$$T(v, s_0) = \frac{C_T}{v^{\mu_1} s_0^{\mu_2}}, \quad (5.5)$$

тогда

$$a = \frac{T(v, s_0)}{\Gamma(1 + 1/b)},$$

где C_T , μ_1 , μ_2 – константы; s_0 – подача инструмента, мм/об.; v – скорость резания, м/мин.

Подставив выражения (5.3) и (5.5) в формулу (5.1), получили:

$$T^* = \frac{T(v, s_0)}{\Gamma(1 + 1/b)} \left[\frac{K_3}{b(K_4 - K_3)} \right]^{1/b}. \quad (5.6)$$

Известно, что для каждого процесса обработки технологическая система «станок–приспособление–инструмент–заготовка» имеет свои предельные значения v и s_0 ([2], [98], [99] и др.).

Анализ результатов расчетов по вышеизложенной методике рассмотрим на примере токарной операции с исходными данными, приведенными в работе [94].

Диапазоны изменения элементов режима резания выбирались в пределах: $v = 40–120$ м/мин и $s_0 = 0,1–0,5$ мм/об. Значения стойкости $T(v, s_0)$ рассчитывались по выражению (5.5), а значения оптимальных интервалов времени плановой замены инструмента T^* – по (5.6) для тех же сочетаний параметров режима обработки. Количество резервных режущих элементов определялось по формуле [100]:

$$K_{\Pi} = \sum_{i=1}^m \left(\frac{T_{ai}}{T_i} - 1 \right),$$

где T_{ai} – время резания i -м элементом в автоматическом режиме, мин; T_i – расчетный период стойкости i -го элемента, мин; m – количество видов инструментов в инструментальной наладке.

Результаты расчетов по вышеприведенной методике представлены на рис. 5.1, 5.2.

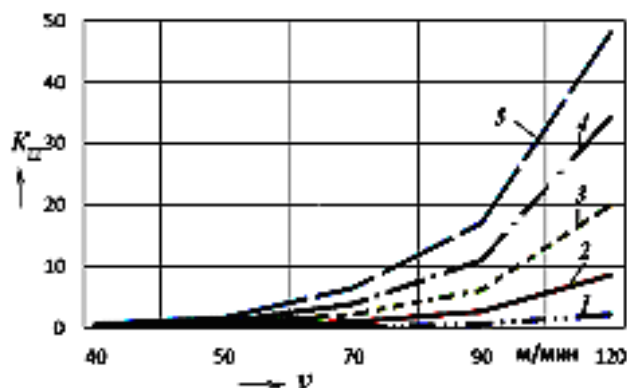


Рис. 5.1. Графики влияния скорости резания на количество резервных элементов:
1–5 – при подаче $s_0 = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5$ мм/об.

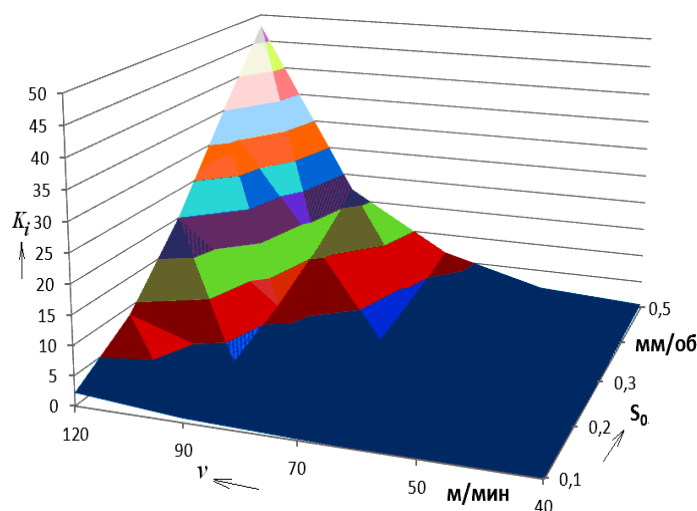


Рис. 5.2. График влияния скорости резания и подачи на количество режущих элементов

Анализ рисунков позволяет заключить, что наибольшее влияние на количество резервных элементов, при условии его работы до отказа, оказывает скорость резания (рис. 5.1).

Кроме того, количество резервных элементов при условии его плановой замены увеличивается в 2–2,17 раза, по сравнению с внеплановой заменой.

Укомплектованный инструментальный магазин содержит инструмент, обладающий различной стойкостью T_i . Для обеспечения работоспособности гибкой производственной системы (ГПС) в условиях

«безлюдного» производства необходима синхронизация стойкости каждого из инструментов, которую можно обеспечить путем рационального выбора стойкости инструментальной наладки и уточнения необходимого количества резервного инструмента в инструментальном магазине.

5.1.2. Эффективность резервирования

Часто в качестве функции эффективности резервирования принимается переменная часть полной себестоимости обработки [2], [94], [97]. Полученные результаты позволяют для выбора оптимального количества резервного инструмента использовать переменную часть полной себестоимости обработки партии деталей за время периода стойкости инструментальной наладки T_k [100]:

$$C = \sum_{i=1}^z t_{0i} E + t_{см_1} E \sum_{i=1}^z N_i \frac{T_i}{T_k} + t_{см_м} E \sum_{i=1}^z \frac{t_{0i}}{T_k} + \frac{1}{T_k} \sum_{i=1}^z Z_{ин_i} t_{0i}, \quad (5.7)$$

где z – количество инструментов, полученное из расчетов по детали-представителю; i – порядковый номер инструмента; t_{0i} – основное технологическое время обработки i -м инструментом, мин; E – себестоимость одной минуты работы оборудования и оператора (наладчика); $t_{см_1}$ – время смены инструмента, мин; N_i – количество циклов замены i -го инструмента за время обработки одной детали; $t_{см_м}$ – время смены инструментального магазина, мин; $Z_{ин_i}$ – затраты на инструмент:

– для перетачиваемого инструмента $Z_{ин_i} = Z_{з.н_i} + (C_{ин_i} - C) / (j + 1) k_y$;

– для сборного инструмента $Z_{ин_i} = \frac{S_{опр_i}}{m_{см.n_i}} + \frac{S_{см.n_i}}{m_{в_i}} n_i$, где $Z_{з.н_i}$ –

стоимость заточки (наладки) и настройки инструмента; $C_{ин_i}$ – первоначальная стоимость инструмента; j – количество переточек или переналадок инструмента до предельного его состояния; k_y – коэффициент случайной убыли инструмента; $S_{опр_i}$ – стоимость оправки (корпуса) инструмента; $m_{см.n_i}$ – количество замен сменных многогранных пластин, которое может выдержать оправка до повреждения; $S_{см.n_i}$ – стоимость сменной многогранной пластины; $m_{в_i}$ – число вершин пластины; n_i – количество пластин в режущем инструменте.

Так как

$$t_{0_i} = A_i / v_i s_{oi}, \quad (5.8)$$

то, подставив (5.5) и (5.8) в (5.7) и с учетом вышеизложенного, получим:

$$C = E \sum_{i=1}^z \frac{A_i}{v_i s_{oi}} + t_{cm_1} E \sum_{i=1}^z \frac{N_i}{T_k} \frac{C_{T_i}}{v_i^{\mu_1} s_{oi}^{\mu_2}} + \\ + t_{cm_m} \frac{E}{T_k} \sum_{i=1}^z \frac{A_i}{v_i s_{oi}} + \frac{1}{T_k} \sum_{i=1}^z \frac{A_i z_{ин_i}}{v_i s_{oi}}. \quad (5.9)$$

Приняв T_k равным одному из значений T_i , находили $T_{i_э}$, при которых функция C будет минимальной и количество резервного инструмента будет определяться из выражения

$$K_э = \sum_{i=1}^m (\eta_{i_э} - 1), \quad (5.10)$$

где $\eta_{i_э} = \frac{T_{ai}}{T_{i_э}}$; T_{ai} – время резания i -м инструментом в автоматическом режиме, мин; m – количество видов инструментов в инструментальной наладке.

Предварительно количество резервного инструмента можно рассчитать из условия, что закон распределения суммарного времени работы K инструментов согласуется с нормальным [15]. В этом случае $K\bar{T}$ – среднее значение стойкости резервного инструмента, а $\sigma\sqrt{K}$ – его среднее квадратическое отклонение.

Тогда закон распределения суммарного времени работы t_c многоинструментальной наладки примет вид:

$$f(t_c) = \frac{1}{\sqrt{2\pi K \sigma}} e^{-\frac{(t - K\bar{T})^2}{2K\sigma^2}}.$$

Уровень резервирования можно рассчитать по выражению

$$F = z + K + (2-3),$$

где z – расчетное количество инструмента по детали-представителю; K – наибольшее из значений K_n и $K_э$.

Параметры надежности СИО можно определить:

– для системы без резервирования:

$$T_c = \frac{\prod_{i=1}^n T_i}{\sum_{i=1}^n T_i}; \quad P_c(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t); \quad R(t) = \sum_{i=1}^n r_i \cdot \lambda_i \frac{(1 - e^{-\lambda_c t})}{\lambda_c};$$

$$\lambda_c = \sum_{i=1}^n \lambda_i; \quad \lambda_i = 1/T_i; \quad (5.11)$$

– при общем постоянном резервировании:

$$f_c(t) = \sum_{i=0}^m (1 - P_0(t)) \dots f_i(t) \dots (1 - P_m(t));$$

$$P_c(t) = 1 - \prod_{i=0}^m (1 - P_i(t)); \quad R(t) = \sum_{i=1}^n r_i \int_0^t P_1(x) \dots Q'_i(x) \dots P_n(x) dx;$$

$$\lambda_c(t) = \frac{\sum_{j=0}^m f_j(t) \prod_{i \neq j} Q_i(t)}{1 - \prod_{i=0}^m Q_i(t)}, \quad (5.12)$$

где T_c , T_i – наработки на отказ системы и i -го элемента; P_c , P_i – вероятности безотказности системы и i -го элемента; λ_c , λ_i – интенсивности отказа системы и i -го элемента; $R(t)$, r_i – соответственно, риск системы и i -го элемента; n – количество элементов; $P_0(t)$ – вероятность безотказности основного элемента; f_c и f_i – функции распределения наработки на отказ системы и элемента; Q_i – функция вероятности отказа i -го элемента; m – количество резервных элементов; $Q'_i(x)$ – первая производная функции вероятности отказа i -го элемента.

5.2. Временное резервирование в системе инструментообеспечения станка

Широкое распространение станков с ЧПУ при большой емкости накопителя инструментов позволяет реализовать временное резервирование технологической системы (ТС). При этом отказы режущих

инструментов, при соблюдении некоторых условий, не приводят к функциональному отказу всей системы.

Выполнение требований к продолжительности восстановления работоспособности (РС) элементов СИО приводят к тому, что последствия отказов могут быть устранены и не отразиться на качестве обработки.

Временное резервирование обеспечивается путем использования резервного времени СИО. Временное резервирование возможно при нахождении инструмента на станке сверх минимально необходимого для решения технологических задач и проявляется в повышении возможности ТС выполнить заданные функции с требуемым качеством. Резерв времени можно расходовать на восстановление инструмента, использование других видов резерва, обнаружение отказов.

Под отказом СИО с временным резервированием (СРВ) понимаем событие, после возникновения которого система не способна выполнять задание при определенных условиях эксплуатации.

Существенным здесь является то, что к работоспособным состояниям СРВ следует относить и такие состояния, когда оборудование неработоспособно (НРС), но восстановление его РС происходит до исчерпания используемого в системе резерва времени.

На основании использования аппарата теории полумарковских случайных процессов (ПМП) получены выражения для коэффициента готовности $K_T(z)$ и вероятности безотказной работы $P(t, z)$. Разработка модели на основе ПМП объясняется тем, что решение многих задач теории надежности может быть сведено к определению времени пребывания ПМП в фиксированном множестве состояний, а также возможностью использования произвольных распределений времени пребывания в этих состояниях.

Методика построения модели содержит четыре этапа [94], [101]:

– на *первом этапе* формулируются: постановка задачи, условия эксплуатации ТС, принятые допущения и ограничения, критерий отказа ТС;

– на *втором этапе* выявляются связи процесса эксплуатации ТС и строится граф состояний этого процесса. Граф включает в себя конечное множество состояний $E = \{e_0, e_1, \dots, e_n\}$, которое в соответствии с принятым критерием отказа разбивается на два непересекающихся подмножества: РС и НРС состояний ТС. Отображается множество состояний (G), в которых отказ не произошел, происходит израсходование резерва времени z ;

– на *третьем этапе* производится переход от исследуемого процесса эксплуатации ТС к математической модели (полумарковской модели) через характеристики ПМП, которые зависят от исходных вероятностных характеристик исследуемого процесса;

– на *четвертом этапе* осуществляется исследование процесса эксплуатации ТС на основе математической модели с целью определения требуемых показателей надежности.

Коэффициент готовности ТС $K_{\Gamma}(z)$ определяется как стационарная вероятность пребывания ПМП в подмножестве работоспособных состояний E_+ , G :

$$K_{\Gamma}(z) = \frac{\sum_{i \in E_+} \pi_i a_i + \sum_{i \in G} \pi_i a_i}{\sum_{i \in E_+} \pi_i a_i + \sum_{i \in E_-} \pi_i a_i + \sum_{i \in G} \pi_i a_i}, \quad (5.13)$$

где π_i – стационарные вероятности вложенной цепи Маркова, определяемые из системы уравнений:

$$\pi_i = \sum_{j \in E} P_{ij} \pi_j, \quad \sum_{i \in E} \pi_i = 1, \quad P_{ij} = \lim_{t \rightarrow \infty} P_{ij}(t), \quad (5.14)$$

где P_{ij} – стационарная вероятность перехода ПМП из состояния e_i в состояние e_j , a_i – среднее время пребывания ПМП в состоянии e_i :

$$a_i = \int_0^{\infty} \prod_{r=1}^m [1 - F_{ir}(t)] dt, \quad r \neq i, \quad (5.15)$$

где $P_{ij}(t)$ – вероятность перехода ПМП из состояния e_i в состояние e_j за время, не превышающее t :

$$P_{ij}(t) = \int_0^t \prod_{r=1}^m [1 - F_{ir}(t)] dF_{ij}(t), \quad r \neq j, \quad (5.16)$$

где m – число состояний, в которые возможен переход ПМП из состояния e_i ; $F_{ir}(t)$ – функция распределения случайной величины, характеризующей r -е состояние.

Вероятность безотказной работы ТС $P(t, z)$ определяется как вероятность пребывания ПМП в подмножестве состояний E_+ , G в течение времени t при условии, что в момент $t = 0$ процесс находится в состоянии e_0 .

В общем виде задача формулируется следующим образом: рассматривается ТС, наработка между отказами которой является случайной величиной T_0 с функцией распределения (ФР) $F_0(t)$. Восстановление РС осуществляется проведением двух видов работ: ТО, в основу которого положено проведение корректировки размеров инструментальных блоков и аварийных ремонтов (АР). В начальный момент времени ТС работоспособна и ТО планируется через случайное время T с ФР:

$$G(t) = \begin{cases} 0, & t < T; \\ 1, & t \geq T. \end{cases}$$

В состоянии ТО система переводится из состояния ожидания использования по назначению. Во время ТО, длительность которого случайная величина $t_{т.о}$ с ФР $F_{т.о}(t) = 1 - \exp(-vt)$, возможно приведение ТС в состояние использования по назначению за время, не превышающее $T_{д.з}$ с ФР:

$$D_3(t) = \begin{cases} 0, & t < T_{д.з}; \\ 1, & t \geq T_{д.з}. \end{cases}$$

Это время представляет собой резерв времени z , обусловленный эпизодичностью применения соответствующего режущего инструмента и наличием объективно существующей временной избыточности. Если ТС не отказала до назначенного времени, то в этот момент начинается проведение планового ТО, в случае отказа – АР, длительность которого случайная величина $T_в$ с ФР: $F_в(t) = 1 - \exp(-\mu t)$. Проведение АР начинается сразу после обнаружения отказа. Во время АР происходит расход резерва времени $T_{д.в}$. В случае если восстановление РС заканчивается до момента израсходования резерва времени, то считается, что нормальное функционирование ТС не нарушено. При превышении времени восстановления резерва времени фиксируется отказ ТС. Отказом также считается событие, заключающееся в превышении допустимого времени перевода ТС из состояния ТО в состояние использования по назначению $T_{д.з}$, длительность которого случайная величина с ФР: $F_{д.з}(t) = 1 - \exp(-rt)$. Время нахождения в состоянии обработки детали t_3 имеет ФР $F_3(t) = 1 - \exp(-\lambda t)$. В процессе эксплуатации ТС возможно осуществление контроля технического состояния инструментов, содержащих аппаратуру диагностики.

Длительность контроля t_k имеет ФР: $F_k(t) = 1 - \exp(-\gamma t)$. Периодичность контроля T_k , аналогично периодичности ТО, имеет вырожденную ФР:

$$K(t) = \begin{cases} 0, & t < T_k; \\ 1, & t \geq T_k. \end{cases}$$

В случае отказа элемента СИО начинается поиск места повреждения за время $T_{д.п}$, являющееся случайной величиной с ФР: $F_{д.п}(t) = 1 - \exp(-kt)$ и представляющее собой разновидность резерва времени. В случае превышения времени поиска и устранения неисправности $T_{д.п}$ также фиксируется отказ ТС. Во время использования ТС по назначению возможно нарушение РС вследствие естественных отказов и/или умышленного повреждения. Время нахождения в состоянии естественного отказа t_n распределено по закону $F_n(t) = 1 - \exp(-\delta t)$. Законы распределения времени пребывания в состоянии отказа при превышении $T_{д.з}$, $T_{д.в}$, $T_{д.п}$ являются экспоненциальными с параметрами α , β , θ , соответственно.

Процесс эксплуатации ТС можно описать полумарковским процессом в виде графа состояний и переходов (рис. 5.3).

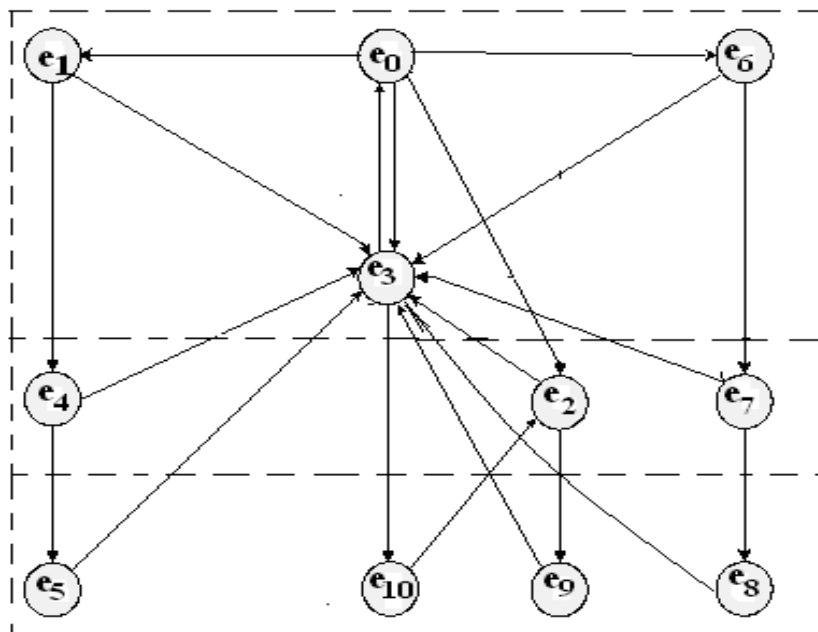


Рис. 5.3. Обобщенная графовая модель процесса эксплуатации технологической системы с временным резервированием

Стационарные вероятности вложенной цепи Маркова $\pi_i (i = \overline{0,10})$, входящие в выражение (5.13), определяются из системы уравнений (5.17), получаемой в соответствии с (5.14) и графом состояний и переходов (рис. 5.3); e_0 – состояние, в котором СИО работоспособна и находится в ожидании использования по назначению; e_1 – состояние, в котором производится ТО СИО; e_2 – состояние, в котором производится АР элементов СИО, идет восстановление РС за $T_{д.в}$; e_3 – состояние, в котором элементы СИО ТС используются по назначению; e_4 – состояние, в котором осуществляется вынужденный перевод ТС из состояния ТО в состояние использования по назначению за допустимое время T_d ; e_5, e_8, e_9 – состояния, в которые ТС переходит при превышении допустимого времени T_d из состояния ТО, АР и при превышении T_n во время поиска и локализации (устранения) неисправности; e_6 – состояние, в котором осуществляется контроль режущих инструментов, охваченных аппаратурой контроля и/или диагностики; e_7 – состояние, в котором во время диагностики режущих инструментов обнаружен факт отказа, ведется анализ отказа за T_n ; e_{10} – состояние, в котором фиксируется отказ ТС вследствие естественного отказа и/или умышленного повреждения.

Подставляя результаты решения системы (5.17) и найденные значения P_{ij} и a_i в (5.13), получим выражение для коэффициента готовности СРВ (5.18).

Выражение (5.18) является решением задачи в общем виде при произвольном распределении времени наработки до отказа $F_0(t)$.

$$\left\{ \begin{array}{l} \pi_0 = \pi_3 p_{30}; \\ \pi_1 = \pi_0 p_{01}; \\ \pi_2 = \pi_0 p_{02} + \pi_{10} p_{102}; \\ \pi_3 = \pi_0 p_{03} + \pi_1 p_{13} + \pi_2 p_{23} + \pi_4 p_{43} + \pi_5 p_{53} + \pi_6 p_{63} + \pi_7 p_{73} + \pi_8 p_{83} + \pi_9 p_{93}; \\ \pi_4 = \pi_1 p_{14}; \\ \pi_5 = \pi_4 p_{45}; \\ \pi_6 = \pi_0 p_{06}; \\ \pi_7 = \pi_6 p_{67}; \\ \pi_8 = \pi_7 p_{78}; \\ \pi_9 = \pi_2 p_{29}; \\ \pi_{10} = \pi_{10} p_{310}. \end{array} \right. \quad (5.17)$$

$$\begin{aligned}
K_{\Gamma}(z) &= \frac{\frac{\lambda}{\lambda+\delta} \left(\frac{1-e^{-(\gamma+\lambda+\mu+\nu)T}}{\gamma+\lambda+\mu+\nu} + \frac{1}{\lambda+\beta} \int_0^T e^{-(\gamma+\lambda+\nu)t} dF_0 \right)}{\frac{\lambda}{\lambda+\delta} \frac{1-e^{-(\gamma+\lambda+\mu+\nu)T}}{\gamma+\lambda+\mu+\nu} + \frac{1}{\lambda+r} \int_T^{\infty} e^{-(\gamma+\lambda+\mu)t} dF_0} \rightarrow \\
&\rightarrow \frac{\int_0^{\infty} e^{-(\gamma+\lambda+\mu)t} dF_0 \left(\frac{1}{\lambda+r} + \frac{\nu}{\nu+\lambda} \frac{1}{\alpha+\lambda} e^{-(\alpha+\lambda)T_{\text{д.3}}} \right)}{\int_0^T e^{-(\gamma+\lambda+\nu)t} dF_0 \left(\frac{1}{\lambda+\beta} + \frac{1}{\beta} \frac{\mu}{\mu+\lambda} e^{-(\mu+\lambda)T_{\text{д.В}}} \right)} \rightarrow \\
&\rightarrow \frac{\int_{T_k}^{\infty} e^{-(\nu+\lambda+\mu)t} dF_0 \left(\frac{1}{k} + \frac{\gamma}{\lambda+\gamma} \frac{1-e^{-(\theta+\lambda)T_{\text{д.п}}}}{\theta+\lambda} \right) + \frac{1}{\beta+\lambda} \int_0^{\infty} \lambda e^{-\lambda t} (1-F_0) dt}{\int_{T_k}^{\infty} e^{-(\nu+\lambda+\mu)t} dF_0 \left(\frac{1}{k} + \frac{\gamma}{\lambda+\gamma} \left(\frac{1-e^{-(\theta+\lambda)T_{\text{д.п}}}}{\theta+\lambda} + \frac{k}{k+\theta} \left(1-e^{-(\lambda+k)T_{\text{д.п}}} \right) \frac{1}{\theta} \right) \right)} \rightarrow \\
&\rightarrow \frac{\int_0^{\infty} e^{-\delta t} (1-F_0) dt}{\int_0^{\infty} \lambda e^{-\lambda t} (1-F_0) dt \left(\frac{\mu}{\mu+\nu} e^{-(\mu+\nu)T_{\text{д.В}}} \cdot \frac{1}{\beta} + \frac{1}{\delta} + \frac{1}{\lambda+\beta} \right) + \int_0^{\infty} e^{-\delta t} (1-F_0) dt}. \quad (5.18)
\end{aligned}$$

Для получения $P(s, z)$ необходимо решить относительно $P_0(s, z)$ систему уравнений:

$$\begin{cases}
P_0(s, z) = 1 - F_0(s) + P_{01}(s)P_1(s, z) + P_{02}(s)P_2(s, z) + P_{03}(s)P_3(s, z) + P_{06}(s)P_6(s, z); \\
P_1(s, z) = 1 - F_1(s) + P_{13}(s)P_3(s, z) + P_{14}(s)P_4(s, z); \\
P_2(s, z) = 1 - F_2(s) + P_{23}(s)P_3(s, z); \\
P_3(s, z) = 1 - F_3(s) + P_{30}(s)P_0(s, z); \\
P_4(s, z) = 1 - F_4(s) + P_{43}(s)P_3(s, z); \\
P_6(s, z) = 1 - F_6(s) + P_{63}(s)P_3(s, z) + P_{67}(s)P_7(s, z); \\
P_7(s, z) = 1 - F_7(s) + P_{73}(s)P_3(s, z).
\end{cases} \quad (5.19)$$

Решая систему уравнений (5.19) относительно $P_0(s, z)$, получаем:

$$\begin{aligned}
P_0(s, z) = & 1 - F_0 + P_{01}(1 - F_1 + P_{13}(1 - F_3)) + P_{14}(1 - F_4 + P_{43}(1 - F_3)) + \\
& + P_{02}(1 - F_2 + P_{23}(1 - F_3)) + P_{03}(1 - F_3) + P_{06}(1 - F_6 + P_{63}(1 - F_3)) + \\
& + P_{67}(1 - F_7 + P_{73}(1 - F_3)) / 1 - P_{01}(P_{13}P_{30} + P_{14}P_{43}P_{30}) - \\
& - P_{02}P_{23}P_{30} - P_{03}P_{30} - P_{06}(P_{63}P_{30} + P_{67}P_{73}P_{30}). \tag{5.20}
\end{aligned}$$

Определив выражения для величин, входящих в (5.20), получим выражение для вероятности безотказной работы СРВ в общем виде для произвольного распределения времени наработки до отказа.

Задача определения оптимального периода ТО для СРВ решалась на основании теоремы профилактики. Из этой теоремы следует, что ТО необходимо проводить через неслучайные моменты времени, если аналитическое выражение для выбранного показателя надежности представляет собой функционал определенного типа. Искомый детерминированный период ТО определяется посредством дифференцирования выражения для выбранного показателя надежности по T с последующим приравниванием производной нулю и решением полученного уравнения. При плановых профилактиках для определения оптимального периода ТО необходимо решить уравнение вида:

$$\frac{t_{\text{т.о}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{т.о}}} = -F(t) + \lambda(T) \int_0^T P(t) dt. \tag{5.21}$$

Выражение для коэффициента готовности в общем виде для упрощенного графа, включающего семь состояний, после ряда преобразований будет иметь вид:

$$\begin{aligned}
K_{\Gamma}(z) = & \left(\int_0^T \bar{F}_0(t) \bar{F}_3(t) \bar{F}_K(t) dt + M_{\text{т.о}} \bar{F}_0(T) \bar{F}_3(T) \bar{F}_K(T) + M_{\text{п}} B + \right. \\
& \left. + M_{\text{в}} \int_0^T \bar{F}_3(t) \bar{F}_K(t) dF_0(t) + M_{\text{к}} \int_0^T \bar{F}_0(t) \bar{F}_3(t) dF_K(t) \right) / \left(\int_0^T \bar{F}_0(t) + \int_0^T \bar{F}_3(t) \bar{F}_K(t) dt + \right. \\
& \left. + t_{\text{т.о}} \bar{F}_0(T) \bar{F}_3(T) \bar{F}_K(T) + t_{\text{в1}} \int_0^T \bar{F}_3(t) \bar{F}_K(t) dF_0(t) + \right. \\
& \left. + t_{\text{в2}} \int_0^{\infty} \bar{F}_3(t) dF_0(t) + M_{\text{к}} \int_0^T \bar{F}_0(t) \bar{F}_3(t) dF_K(t) + M_{\text{п}} B \right), \tag{5.22}
\end{aligned}$$

где

$$B = \frac{\bar{F}_0(T)\bar{F}_3(T)\bar{F}_K(T) + \int_0^T \bar{F}_0(t)\bar{F}_K(t)dF_3(t) + \int_0^\infty \bar{F}_{T,0}(t)dF_3(t) + \int_0^T \bar{F}_3(t)\bar{F}_K(t)dF_3(t) \cdot \int_0^\infty \bar{F}_B(t)dF_3(t)}{1 - \int_0^\infty \bar{F}_3(t)dF_0(t)};$$

$$M_{T,0} = \int_0^\infty \bar{F}_{T,0}(t)\bar{F}_3(t)dt; \quad M_B = \int_0^\infty \bar{F}_B(t)\bar{F}_3(t)dt; \quad M_K = \int_0^\infty \bar{F}_3(t)\bar{F}_K(t)dt;$$

$$M_p = \int_0^\infty \bar{F}_p(t)\bar{F}_3(t)dt; \quad t_{T,0} = \int_0^\infty \bar{F}_{T,0}(t)\bar{F}_3(t)dt + \int_0^\infty \bar{F}_{T,0}(t)dF_3(t);$$

$$t_{B1} = \int_0^\infty \bar{F}_B(t)\bar{F}_3(t)dt + \int_0^\infty \bar{F}_B(t)dt \cdot \int_0^\infty \bar{F}_B(t)d\bar{F}_3(t);$$

$$t_{B2} = B \int_0^\infty \bar{F}_B(t)dt; \quad \bar{F}_i(t) = 1 - F_i(t).$$

Интегрируя по частям, можно показать, что выражение (5.22) является дробно-линейным функционалом. Дифференцируя выражение (5.22) по T и приравнявая производную к нулю, получим уравнение для определения оптимального периода проведения ТО для СРВ:

$$\begin{aligned} \frac{t_{T,0} - M_{T,0}}{(t_B - M_B) - (t_{T,0} - M_{T,0})} &= -F_0(t) + \lambda(T) \left(\int_0^T \bar{F}_0(t)\bar{F}_3(t)\bar{F}_K(t)dt + \right. \\ &+ \left. \int_0^T \bar{F}_3(t)\bar{F}_K(t)dF_0(t)(M_{T,0}t_{B1} - M_B t_{T,0}) - (t_{T,0} - M_{T,0})(M_K \int_0^T \bar{F}_0(t)\bar{F}_3(t)dF_K(t) + \right. \\ &+ \left. B \int_0^\infty \bar{F}_3(t)\bar{F}_0(t)dt) \right) / ((t_B - M_B) + (t_{T,0} - M_{T,0})) + \\ &+ ((\bar{F}_0(T)\bar{F}_3(T)\bar{F}_K(T)(M_B t_{T,0} - M_{T,0} t_B) - (t_B - M_B)M_K \int_0^T \bar{F}_0(t)\bar{F}_3(t)dF_K(t) + M_p B)) \times \\ &\times \frac{d}{dT} \left(\int_0^T \bar{F}_3(t)\bar{F}_K(t)dF_0(t) \right) + (M_p (\bar{F}_0(T)\bar{F}_3(T)\bar{F}_K(T)(t_{T,0} - M_{T,0}) + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \int_0^T \bar{F}_3(t) \bar{F}_K(t) dF_0(t) (t_B - M_B) \frac{dS}{dT} / (\bar{F}_0(T) \bar{F}_3(T) \bar{F}_K(T) ((t_B - M_B) - (t_{T,0} - M_{T,0}))) + \\
& + \left(\int_0^T \bar{F}_0(t) \bar{F}_3(t) dF_K(t) + \int_0^T \bar{F}_0(t) F_K(t) dF_3(t) \right) (t_B - M_B) / ((t_B - M_B) - (t_{T,0} - M_{T,0})), \quad (5.23)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{где } \frac{dS}{dT} = & (\bar{F}_0(t) \bar{F}_3(t) \bar{F}_K(t) \cdot \int_0^\infty \bar{F}_{T,0}(t) dF_3(t) + \\
& + \frac{d}{dT} \left(\int_0^T \bar{F}_3(t) \bar{F}_K(t) dF_0(t) \right) \cdot \int_0^\infty \bar{F}_B(t) dF_B(t) + \frac{d}{dT} \left(\int_0^T \bar{F}_0(t) F_K(t) dF_3(t) \right) / \int_0^\infty \bar{F}_{T,0}(t) dF_3(t);
\end{aligned}$$

$$\lambda(T) = D(T) / (\bar{F}_0(T) \bar{F}_3(T) \bar{F}_K(T));$$

$$D(T) = \bar{F}_3(T) \bar{F}_K(T) \frac{dF_0(T)}{dT} + \bar{F}_0(T) \bar{F}_K(T) \frac{dF_3(T)}{dT} + \bar{F}_0(T) \bar{F}_3(T) \frac{dF_K(T)}{dT}.$$

Уравнение (5.23) является необходимым условием существования экстремума функции $K_T(z)$. Если влияние резерва времени не учитывать, то M_B , $M_{T,0}$ становятся равными нулю, а выражение (5.23) преобразуется к виду (5.21). Существование решения уравнения (5.23) возможно только при $t_B - M_B > t_{T,0} - M_{T,0}$. Следовательно, целесообразность проведения ТО определяется не только соотношением t_B и $t_{T,0}$, но и рациональным использованием резерва времени M_B и $M_{T,0}$. В этом случае даже при условии $t_B < t_{T,0}$ проведение ТО может быть эффективным при выполнении неравенства $M_B < M_{T,0}$.

Для исследования влияния временного резервирования на показатели надежности СРВ были произведены расчеты значений коэффициента готовности и вероятности безотказной работы при различных видах законов распределения времени безотказной работы и времени восстановления.

Для вероятности безотказной работы при разных значениях величины резерва времени были получены зависимости, представленные на рис. 5.4.

Характер зависимости коэффициента готовности от периодичности и длительности ТО при различных законах распределения времени безотказной работы и времени восстановления показан на рис. 5.5.

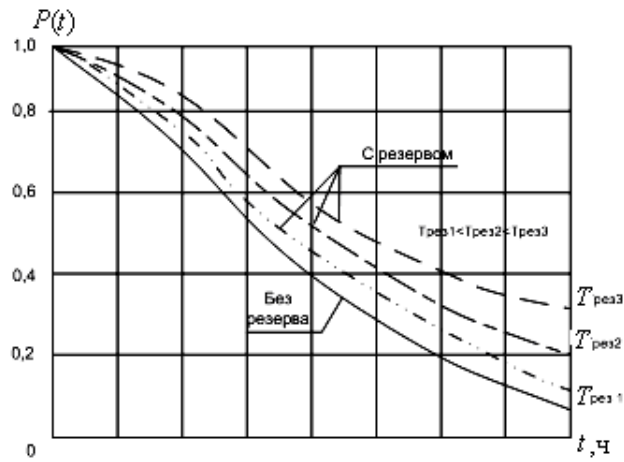


Рис. 5.4. Графики вероятности безотказной работы системы без резерва и с резервом времени

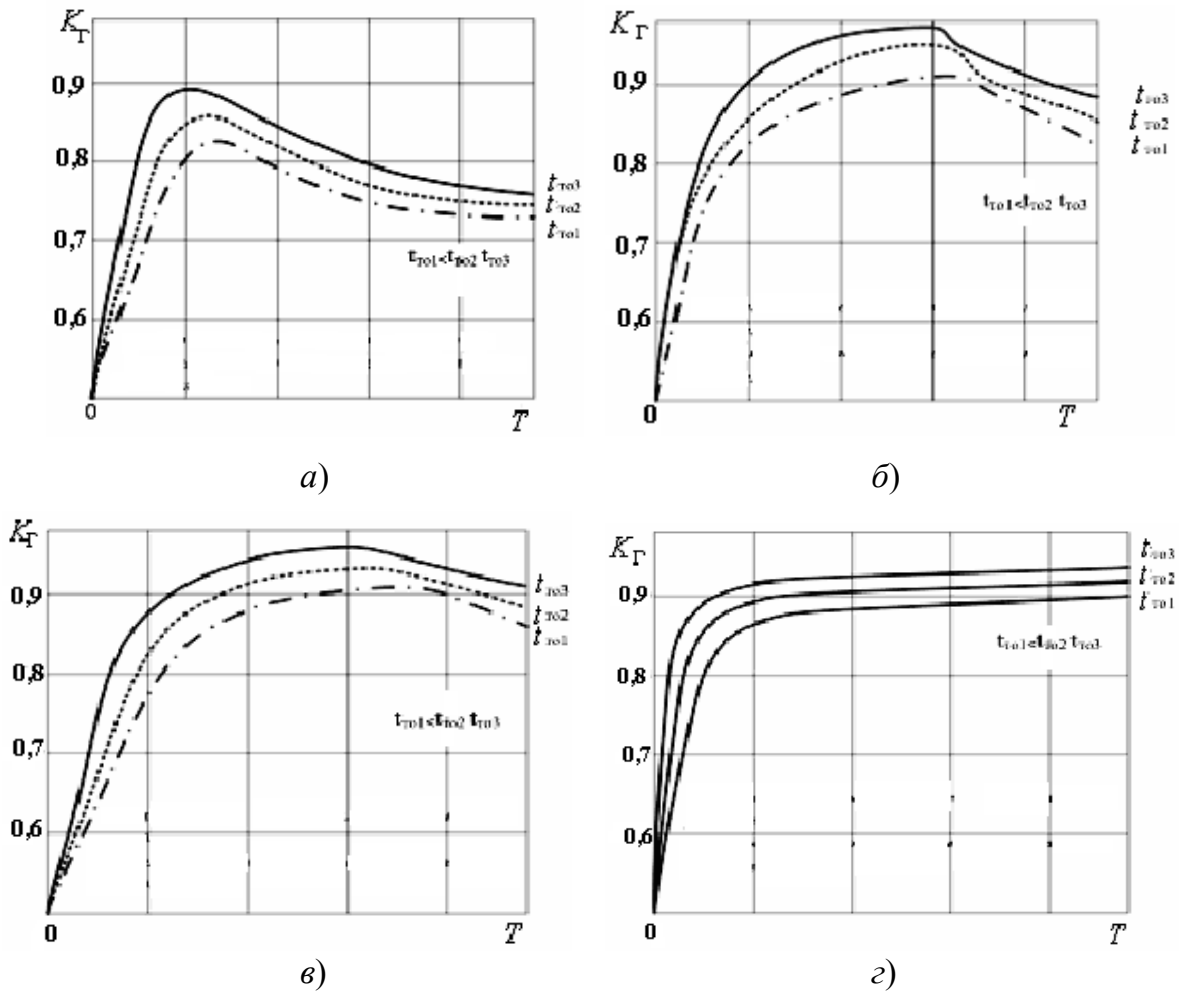


Рис. 5.5. Зависимость функции готовности от периодичности и длительности технического обслуживания при законах распределения времени до отказа и времени восстановления:
 а – Релея и показательный; б – нормальный и показательный;
 в – равномерный и показательный; г – показательный и показательный

При анализе полученных результатов были сделаны следующие выводы:

- использование временной избыточности в качестве резерва времени повышает надежность функционирования ТС;

- рост показателей надежности за счет использования резерва времени различен. Это подчеркивает необходимость обоснования максимизируемого показателя надежности, который наиболее полно характеризует целевое назначение ТС;

- для СРВ с неэкспоненциальным распределением времени наработки до отказа зависимость коэффициента готовности от периодичности ТО имеет точку максимума, в которой значение периода ТО является оптимальным, что подтверждает справедливость теоремы профилактики применительно к СРВ.

Для экономической оценки разработанных предложений по реализации временной избыточности в ОИ определено выражение для средних удельных затрат, приходящихся на единицу времени безотказной работы на основе разработанной модели:

$$C(z, T) = \frac{(\bar{C}_2 \bar{t}_{\text{т.о}} - M_{\text{т.о}}(\bar{C}_2 - \bar{C}_4))(1 - F_0(T)) + (\bar{C}_1 \bar{t}_{\text{в}} - M_{\text{в}}(\bar{C}_1 - \bar{C}_3))F_0(T)}{\int_0^T (1 - F_0(t))(1 - F_3(t))dt + M_{\text{т.о}}(1 - F_0(T)) + M_{\text{в}}F_0(T)}, \quad (5.24)$$

где \bar{C}_1 – потери за единицу времени при проведении АР во время выполнения задания; \bar{C}_2 – потери за единицу времени при проведении ТО во время выполнения задания; \bar{C}_3 – потери за единицу времени при проведении АР во время использования резерва времени; \bar{C}_4 – потери за единицу времени при проведении ТО во время ожидания использования по назначению.

Выражение (5.24) также является дробно-линейным функционалом, следовательно, его искомым минимум достигается на одной из вырожденных функций распределения случайной величины T . Функция $C(z, T)$ примет минимальное значение в точке T^* , которая будет являться оптимальным периодом ТО.

Анализ показывает, что если затраты времени на проведение профилактических работ компенсируются резервом времени, что достигается рациональной организацией ТО, то проведение ТО с экономической точки зрения является целесообразным, так как позволяет предотвратить (сократить) значительно большие затраты, связанные с отказом ТС во время выполнения задания.

5.3. Конструкционное резервирование

Конструкционное резервирование в зависимости от устройства инструмента может быть постоянным или замещением, а в зависимости от условий работы оно может быть нагруженным, ненагруженным или облегченным.

Структурный анализ надежности систем позволяет использовать при отдельном постоянном резервировании следующие соотношения:

$$P_c(t) = 1 - \prod_{i=0}^m \left(1 - \prod_{j=1}^n P_{ij}(t) \right); \quad (5.25)$$

$$T_1 = \int_0^{\infty} P_c(t) dt = \sum_{i=0}^m T_{1i}; \quad P_c(t) = P_0(t) + \sum_{i=1}^m f_0 * f_i * \dots * f_{i-1} * P_i(t); \quad (5.26)$$

$$\lambda_c(t) = \frac{f_0 * f_1 * \dots * f_m(t)}{1 - \prod_{i=0}^m \left(1 - \prod_{j=1}^n P_{ij}(t) \right)},$$

где $f_0 * f_i * \dots * f_m(t)$ – свертки функций; T_c, T_i – наработки на отказ системы и i -го элемента; P_c, P_i – вероятности безотказности системы и i -го элемента; λ_c, λ_i – интенсивности отказа системы и i -го элемента; $R(t), r_i$ – соответственно, риск системы и i -го элемента; n – количество элементов; $P_0(t)$ – вероятность безотказности основного элемента; f_c и f_i – функции распределения системы и элемента; Q_i – функция вероятности отказа i -го элемента; m – количество резервных элементов; $P_{ij}(t)$ – вероятность безотказной работы (i, j) -го элемента.

Приведенные соотношения позволяют заключить, что вероятность безотказной работы при отдельном резервировании (5.26) выше, чем при общем (5.12). Таким образом, резервирование режущих кромок в сборном металлорежущем инструменте более эффективно, чем резервирование инструмента или инструментальных наладок. Кроме того, отдельное резервирование элементов инструмента проще технически реализовать [102].

Постоянное нагруженное резервирование конструктивно реализуется ротационными видами инструментов.

Рассмотрим более подробно основные конструкции такого инструмента.

Ротационные резцы. Обработка круглыми вращающимися резцами с режущей частью в виде конической чашки имеет ряд особенностей, среди которых ярко выраженное влияние на процесс резания угла наклона главной режущей кромки, периодический контакт режущей кромки с деталью, изменение условий трения в зоне стружкообразования. Вращение резца производится либо принудительно, от дополнительного привода, либо под действием сил, возникающих в процессе резания, т. е. самовращением. Известны две схемы установки резца относительно детали. В первом случае (рис. 5.6, а) торец режущей части является передней поверхностью, а наружный конус – задней. Во втором случае (рис. 5.6, б) передней поверхностью является наружный конус, а задней – торец конуса [103].

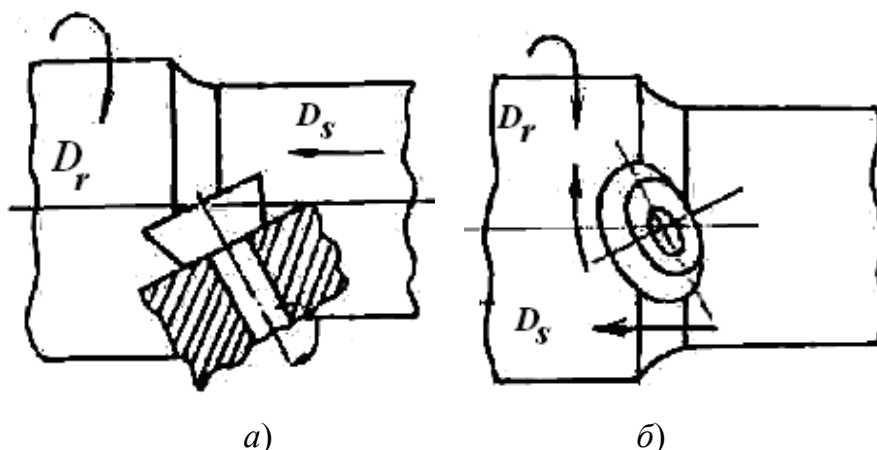


Рис. 5.6. Схемы установки ротационного резца относительно детали:
а – радиальная; б – тангенциальная

В корпусе 1 резцедержателя выполнено гнездо под резцовый узел с учетом оптимальных углов установки β_y и φ_y (рис. 5.7). Установка вершины резца по высоте линии центров станка производится посредством осевого перемещения резцового узла в отверстии гнезда с последующим надежным зажимом, исключая проворачивание.

Резцовой узел состоит из корпуса 5, в котором на двух радиально-упорных подшипниках 6 свободно вращается шпиндель 7 [103]. Для ликвидации зазоров в подшипниковом узле служит распорная втулка 8, установленная между внутренними кольцами подшипников, и кольцо 4 с двумя гайками 3. Устранение осевого смещения под-

шипников обеспечивается за счет создания предварительного натяга гайкой 2. В собранном виде корпус 5 заполняется смазкой, вытеканию которой препятствует войлочное уплотнение. На шпинделе 7 напрессована с натягом 0,005–0,008 мм твердосплавная чашка 9. Ее опорный торец и посадочное отверстие предварительно притираются алмазной пастой. Окончательное закрепление чашки на оси производится гайкой 10.

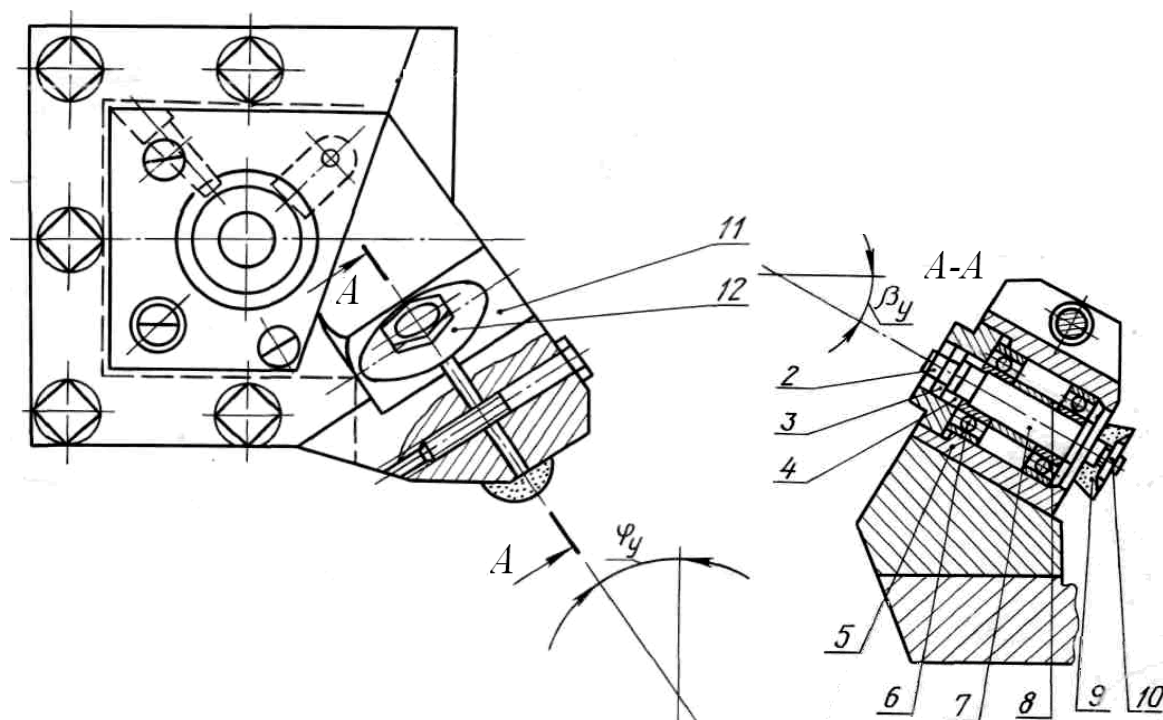


Рис. 5.7. Эскиз ротационного резца

Ротационная фреза предназначена для обработки плоскостей методом торцевого фрезерования, с учетом особенностей фрезерования к таким инструментам предъявляются повышенные требования к жесткости узлов, габаритным размерам, технологичности заточки и регулировки. Крепление резцовых узлов в корпусе ротационной фрезерной головки должно обеспечить получение необходимых величин углов установки β и ω_0 . Угол β заключен между осью вращения режущей чашки нормалью к плоскости движения и обычно равен 20–30°. От него зависит длина активного участка режущего лезвия. Чем меньше угол β , тем выше качество обработанной поверхности.

Плоскость наклона оси резца (на угол β) разворачивают относительно вектора главного движения v на угол ω_0 . При этом смещается активный участок режущего лезвия относительно его центра, что соз-

дает устойчивый крутящий момент на резце в процессе фрезерования, с увеличением глубины резания этот угол необходимо выбирать большим.

На рис. 5.8 представлена одна из конструкций универсальной ротационной фрезы, у которой установочный угол ω_0 можно изменять в широких пределах, а угол β обеспечивается за счет соответствующей установки резцового узла в корпусе фрезы [103].

В корпусе 1 фрезы выполнены посадочные отверстия под углом β к оси втулок, в которые устанавливаются соответственно числу зубьев втулки 9. В этих втулках закрепляются винтами 5 с контргайками 4 резцовые узлы 8, а сами втулки в корпусе зажимаются болтами 10. Для передачи крутящего момента от шпинделя на фрезу служат шпонки 6. Осевой вылет режущих лезвий настраивается регулировочными болтами 7, сферические головки которых упираются в установочный диск 3, прикрепленный к корпусу винтами 2.

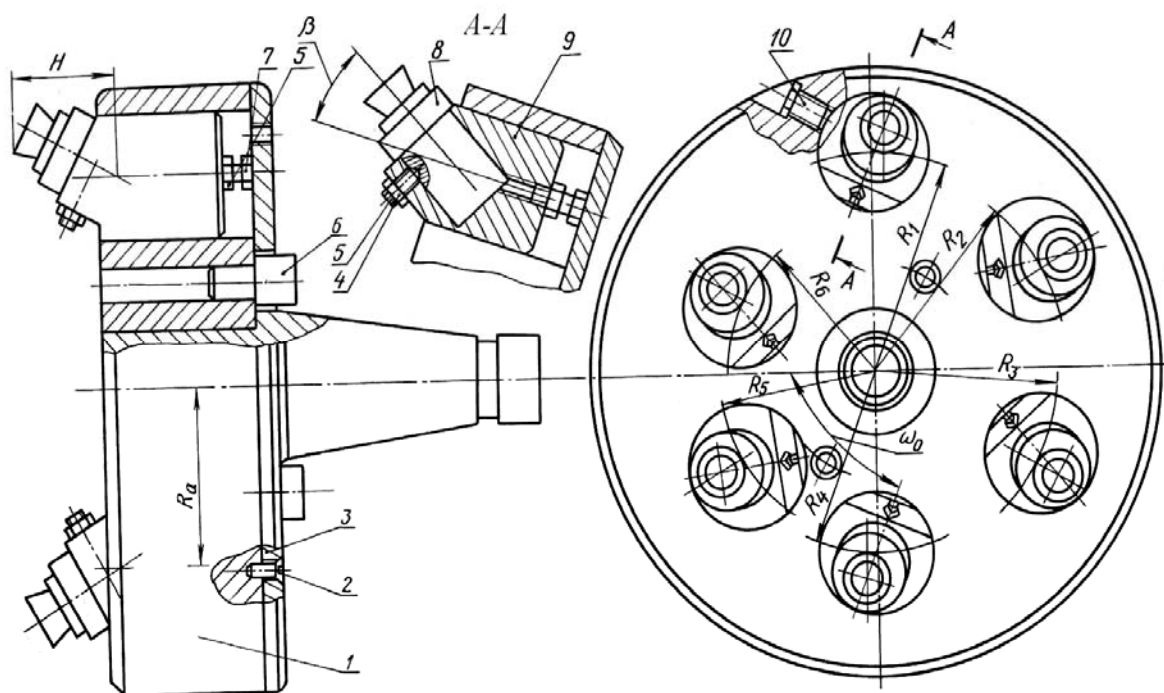


Рис. 5.8. Эскиз ротационной фрезы

Настройка осевого вылета режущих лезвий производится вне корпуса фрезы, что позволяет заменять резцовые узлы без съема фрезы со станка.

С помощью рассмотренной фрезы осуществляется ступенчатое фрезерование, т. е. припуск делится между резцами по глубине резания. Разделение припуска вызывает необходимость расположения резцовых узлов на разных радиусах – R, R, \dots, R . Величина разности между двумя соседними радиусами зависит от t и составляет 2–5 мм. Один из зубьев фрезы делается зачистным. Он снимает небольшой припуск ($t_z = 0,2-0,3$ мм) и обеспечивает низкую шероховатость обработанной поверхности.

Используя структурный метод анализа СИО, при постоянном резервировании режущих инструментов вероятность безотказности системы можно определить по формуле [106]:

$$P_{с.ио} = P_{нк} P_{тр} \prod_{i=1}^n (1 - (1 - P_{р.ин_i})^m), \quad (5.27)$$

где $P_{с.ио}$ – вероятность безотказности системы инструментального обеспечения; $P_{нк}$ – вероятность безотказности накопителя инструментов; $P_{тр}$ – вероятность безотказности транспортного устройства инструментальной оснастки из накопителя в рабочую зону; $P_{р.ин}$ – вероятность безотказности режущего инструмента; n – количество инструментов в технологической наладке; m – количество резервных инструментов каждого вида.

Вероятность безотказности режущего инструмента с учетом резервирования кромок СМП определяется по выражению

$$P_{р.ин} = P_{кр.ч} P_{с.ч} P_{мех.к} P_{кр.п} P_{б.п} \times \\ \times \left(1 - (1 - P_{п.п} P_{з.п}) (1 - P_{м.п} (1 - P_{п.п} P_{з.п})^{k-1}) \right), \quad (5.28)$$

где $P_{кр.ч}$ – вероятность безотказности крепежной части инструмента; $P_{с.ч}$ – вероятность безотказности соединительной части инструмента; $P_{мех.к}$ – вероятность безотказности механизма крепления СМП; $P_{кр.п}$ – вероятность безотказности крепежной поверхности СМП; $P_{б.п}$ – вероятность безотказности базовой поверхности СМП; $P_{м.п}$ – вероятность безотказности механизма поворота СМП; $P_{п.п}$ – вероятность безотказности передней поверхности СМП; $P_{з.п}$ – вероятность безотказности задней поверхности СМП; k – количество резервных кромок СМП.

В свою очередь, вероятность безотказности режущего инструмента с учетом резервирования кромок сменных пластин определяется по выражению

$$P_{р.ин} = P_{кр.ч} P_{с.ч} P_{мех.к} \times \\ \times (1 - (1 - P_{б.п} P_{кр.п} P_{п.п} P_{з.п}) (1 - P_{см.п} (1 - P_{б.п} P_{кр.п} P_{п.п} P_{з.п}))), \quad (5.29)$$

где $P_{мех.к}$ – вероятность безотказности механизма крепления пластины; $P_{см.п}$ – вероятность безотказности механизма смены пластины; p – количество резервных пластин.

Для многозубого инструмента формула (5.29) примет вид:

$$P_{р.ин} = P_{кр.ч} P_{с.ч} P_{мех.кр} \times \\ \times \prod_{j=1}^q P_{кр.эл_j} P_{б.п_j} (1 - (1 - P_{кр.п} P_{п.п} P_{з.п}) (1 - P_{см.к} (1 - (1 - P_{кр.п} P_{п.п} P_{з.п})^{l-1}))), \quad (5.30)$$

где $P_{мех.кр}$ – вероятность безотказности привода механизма крепления пластины; $P_{кр.эл}$ – вероятность безотказности крепежного элемента пластины; $P_{см.к}$ – вероятность безотказности механизма смены кромки; l – количество резервных кромок; j – номер зуба инструмента; q – количество зубьев инструмента.

Риск отказа СИО можно рассчитать по следующему выражению:

$$R(t)_{с.ио} = r_{ин} \cdot \int_0^t Q'_{ин}(t) P_{нак}(t) P_{тр}(t) dt + r_{нак} \cdot \int_0^t P_{ин}(t) Q'_{нак}(t) P_{тр}(t) dt + \\ + r_{тр} \cdot \int_0^t P_{ин}(t) P_{нак}(t) Q'_{тр}(t) dt, \quad (5.31)$$

где $r_{ин}$, $r_{нак}$, $r_{тр}$ – риски отказа, соответственно, инструмента, накопителя, транспортного механизма; $Q_{ин}$, $Q_{нак}$, $Q_{тр}$, $P_{ин}$, $P_{нак}$, $P_{тр}$ – вероятности отказа и безотказности, соответственно, инструмента, накопителя, транспортного механизма.

Резервирование режущего инструмента или его элементов замещением может быть реализовано в системе инструментального обеспечения станка с ЧПУ с помощью накопителя инструментов, транспортной системы и механизированного устройства закрепления инструмента на станке [102].

Расчетные зависимости

Вид структуры	Показатели надежности	Риск системы
Общее резервирование замещением	$P_c(t) = \prod_{j=1}^n \sum_{i=0}^m f_{0j} * f_{1j} * \dots * f_{i-1,j} * P_{ij}(t);$ $i = 0, 1, 2, \dots, m, j = 1, 2, \dots, n;$ $P_c(t) = \sum_{i=0}^m C_n^i Q^i(t) P^{n-1}(t); h = 20,$	$R(t) = \sum_{i=1}^n r_i \cdot \int_0^t P_1(x) \dots Q'_i(x) \dots P_n(x) dx;$ $\lambda_c(t) = \frac{(n-m) C_n^m Q^m(t) P^{n-m}(t)}{\sum_{i=0}^m C_n^i Q^i(t) P^{n-1}(t)} \lambda(t)$
Раздельное резервирование замещением	$P_c(t) = \sum_{k=0}^m \frac{((n-m)\lambda t)^k}{k!} e^{-(n-m)\lambda t};$ $P_c(t) = \sum_{k=0}^m \sum_{k_1+k_2+\dots+k_{n-m}=k} f^{+(k_1)} * P(t) f^{*(k_2)} * P(t) \dots f^{*(k_{n-m})} * P(t)$	$R(t) = \sum_{i=1}^n r_i \cdot \int_0^t P_1(x) \dots Q'_i(x) \dots P_n(x) dx;$ $\lambda_c(t) = (n-m)\lambda \frac{((n-m)\lambda t)^m}{m!} \frac{1}{\sum_{k=0}^m \frac{((n-m)\lambda t)^k}{k!}};$ $T_{1c} = \frac{m+1}{n-m} T_1$

Обозначения: T_c, T_i – наработки на отказ системы и i -го элемента; P_c, P_i – вероятности безотказности системы и i -го элемента; λ_c, λ_i – интенсивности отказа системы и i -го элемента; $R(t), r_i$ – соответственно, риск системы и i -го элемента; n – количество элементов; $P_0(t)$ – вероятность безотказности основного элемента; f_c и f_i – функции распределения системы и элемента; Q_i – функция вероятности отказа i -го элемента; m – количество резервных элементов; $P_{ij}(t)$ – вероятность безотказной работы (i, j) -го элемента; $f_{ij}(t)$ – плотность распределения времени до отказа (i, j) -го элемента.

Если СИО состоит из n элементов, из которых $(n - m)$ основных и m резервных элементов, то ее показатели надежности соответствуют мажоритарным системам. Отказ такой системы наступает при отказе $(m + 1)$ -го элемента [104].

Для оценки эффективности вида резервирования использовалась функция преимущества в виде:

$$G(x, m) = \frac{1}{(1 - e^{-x})^m}, \quad (5.32)$$

где $x = \lambda t$.

График функции преимущества представлен на рис. 5.9.

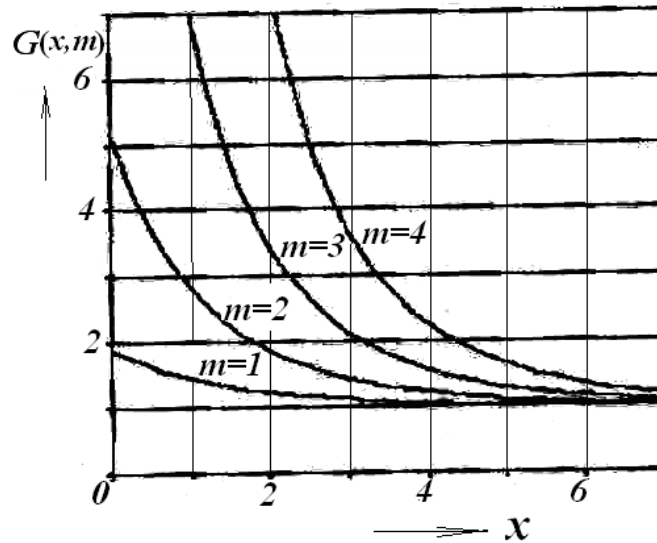


Рис. 5.9. График преимущества при резервировании замещением

Анализ рис. 5.9 позволяет заключить, что с ростом x преимущество надежности $G(x, m)$ убывает, т. е. чем выше надежность резервированной системы и чем меньше время ее работы, тем выше эффективность резервирования. С ростом кратности резервирования преимущество увеличивается, причем рост тем значительней, чем меньше λt .

Наиболее часты отказы режущей кромки сборного инструмента в виде микроразрушений и износа, при этом наработка на отказ в процессе износа согласуется с усеченным нормальным законом распределения, а при микровыкрашивании – с экспоненциальным ([15], [96], [97], [99] и др.).

Для принятых законов распределения были рассчитаны численные значения показателей, которые представлены на рис. 5.19 при:

$$f(t) = \frac{1}{\sigma_0 \sqrt{2\pi(0,5 + \Phi_0(\frac{m_0}{\sigma_0}))}} e^{-\frac{t-m_0}{2\sigma_0^2}}, \quad P(t) = \frac{0,5 - \Phi_0(\frac{t-m_0}{\sigma_0})}{0,5 + \Phi_0(\frac{m_0}{\sigma_0})},$$

где $\Phi_0(t)$ – функция Лапласа с математическим ожиданием и средним квадратическим отклонением: $m_0 = 40$ мин; $\sigma_0 = 20$.

Как видно на рис. 5.10, а, с увеличением кратности резервирования увеличивается среднее время безотказной работы и уменьшается дисперсия.

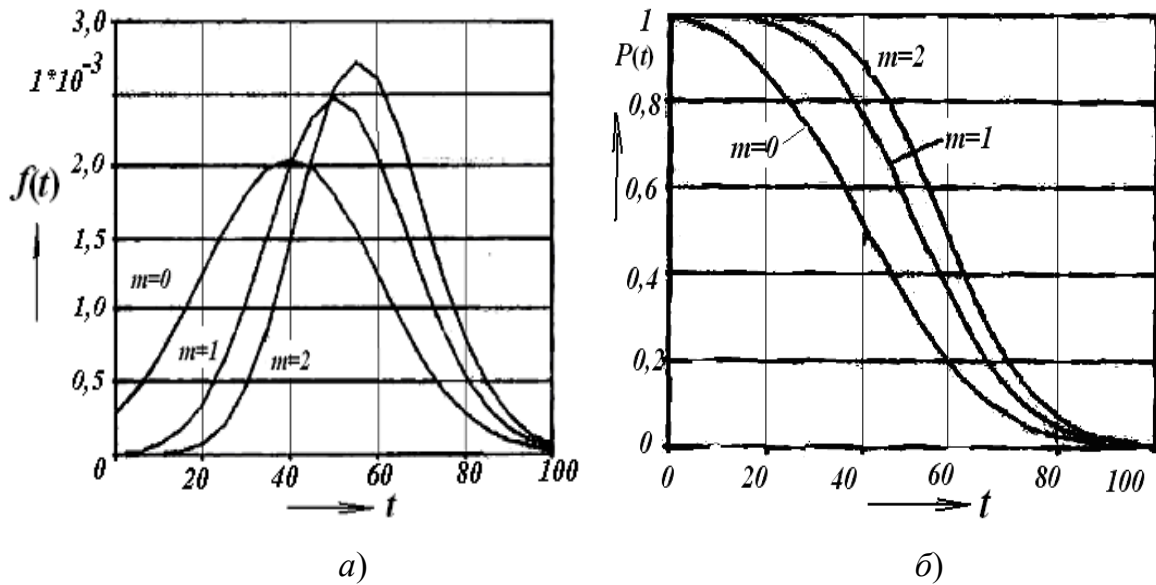


Рис. 5.10. Графики работоспособности при различной кратности резервирования с усеченным нормальным законом распределения:
 а – плотности распределения времени до отказа;
 б – вероятности безотказности работы системы

Анализ рис. 5.10, б позволяет заключить, что на вероятность безотказности значительное влияние оказывает кратность резервирования, причем этот эффект тем существеннее, чем меньше m . Кроме того, большей кратности резервирования соответствует меньшая интенсивность отказов (рис. 5.11, а).

При постоянной интенсивности отказов основной системы интенсивность отказа резервированной системы увеличивается с течением времени, стремясь к постоянной величине, равной интенсивности отказов нерезервированной системы (рис. 5.11, б).

Данные рис. 5.12 позволяют заключить, что вероятность безотказной работы при усеченном нормальном законе в течение длительного времени работы $t_{\text{отн}} = [0-0,4t]$ остается практически постоянной и система высоконадежна, затем в течение короткого времени она теряет ресурс. Система с экспоненциальным законом распределения более надежна в период $t_{\text{отн}} = [0,57t - t]$.

Обобщив полученные результаты, можно составить алгоритм формирования структуры СИО требуемого уровня надежности:

1. Составляется структурная схема на основе анализа влияния каждого элемента на вероятность безотказности системы.

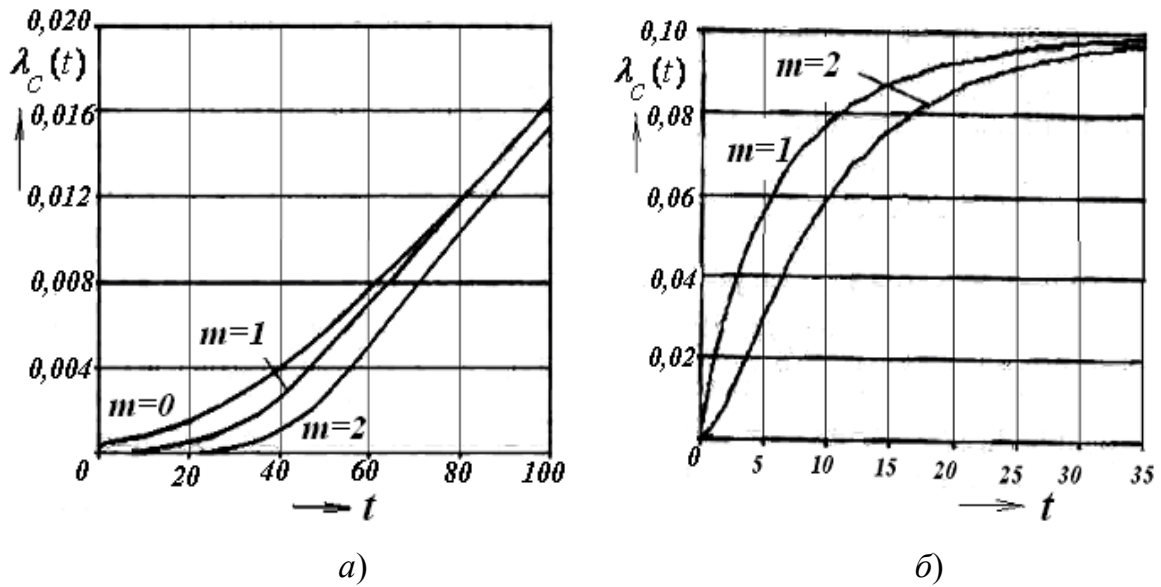


Рис. 5.11. Графики интенсивности отказа системы при различной кратности резервирования:
 а – с усеченным нормальным законом распределения;
 б – экспоненциальным

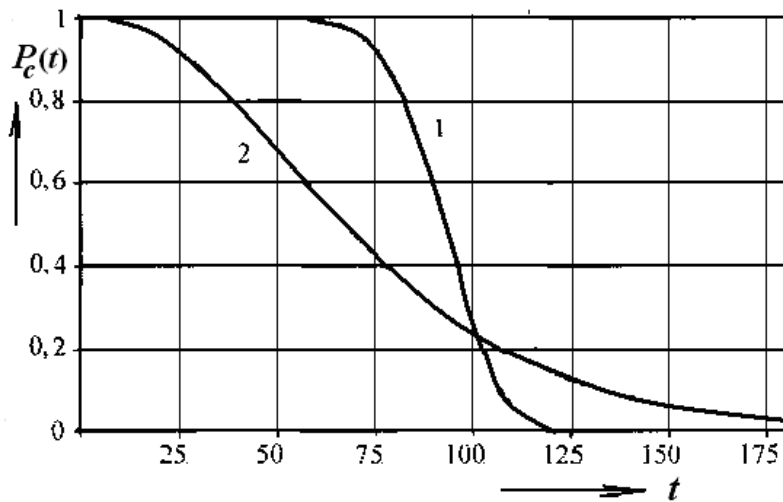


Рис. 5.12. Графики вероятности безотказности работы системы:
 1 – с усеченным нормальным; 2 – экспоненциальным распределениями

Принимается, что на этом этапе система неремонтируема и нерезервируема. Если произошел отказ элемента системы и он привел к отказу всей системы, то элементы в структурной схеме соединены последовательно; если отказ нескольких элементов приводит к отказу всей системы, то элементы расположены параллельно.

2. Зная наработку на отказ T_i каждого элемента системы, определяются их интенсивности отказов λ_i и рассчитывается интенсивность отказа системы λ_c . Затем рассчитываются наработка на отказ T_c и риск отказа системы $R_c(t)$ и сравниваются с допускаемыми значениями. Риск отказа – это незапланированные затраты в случае отказа технологической системы. Риск выражается в условных единицах или в уровне опасности условий труда.

3. Если расчетное значение наработки на отказ и риска меньше допускаемых, то производится резервирование. Оно может быть постоянным, с замещением и с восстановлением. Общее резервирование элементов системы инструментообеспечения может быть реализовано замещением, а поэлементное, которое для накопителя и режущего инструмента также можно реализовать замещением, для режущей части и режущих кромок можно реализовать как с постоянным, так и с резервированием замещением.

Резервирование производится до тех пор, пока риск и наработка на отказ системы не станет выше допускаемого значения.

4. Достигнув необходимого значения риска и наработки на отказ, производится конструктивное уточнение ее структуры по габаритному чертежу либо габаритной планировке.

Разработанный алгоритм проектирования элементов СИО с требуемым риском отказов представлен на рис. 5.13.

Многолезвийный инструмент является системой с d -безотказной структурой, критерием отказа которой является выход из строя одновременно нескольких произвольных d -зубьев. Вероятность безотказной работы многолезвийного сборного инструмента может быть определена следующим образом:

$$P_c(t) = [P_z(t)]^{(z-d)} \sum_{i=0}^d \frac{d!}{(d-i)!} [\ln P_z(t)]^{(d-i)}; \quad P_z(t) = \prod_{j=1}^k P_j(t), \quad (5.33)$$

где z – количество режущих зубьев; $P_z(t)$ – вероятность безотказной работы отдельного зуба, определяемая по вероятности безотказной работы каждого из k его конструктивных элементов $P_j(t)$.

Средняя наработка на отказ или средний период стойкости многолезвийного инструмента в зависимости от среднего периода стойкости отдельных лезвий T_z при законе Вейбулла–Гнеденко распределения их стойкости с параметрами a , b равна:

$$T = T_z \prod_{i=0}^d (1+ib) / d! b^d (z-d)^{1/b} \quad T_z = a\Gamma(1+1/b), \quad (5.34)$$

где $\Gamma(1+1/b)$ – гамма-функция.

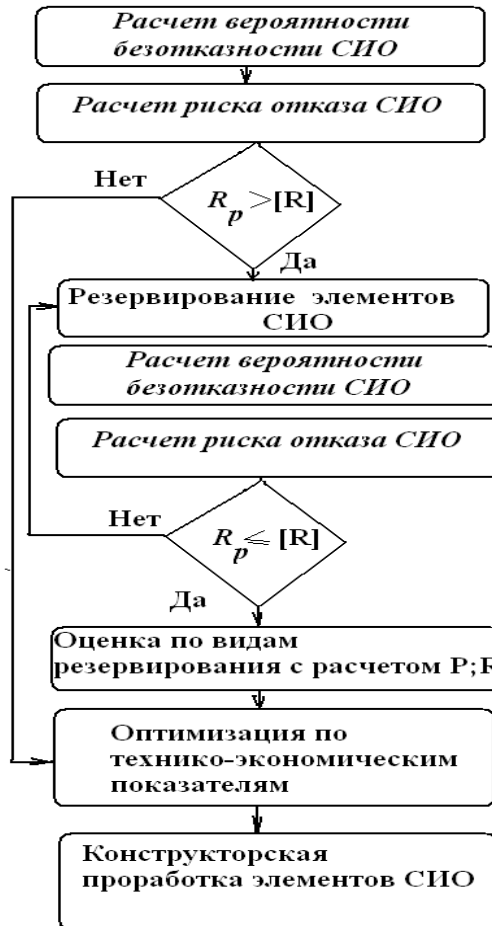


Рис. 5.13. Алгоритм проектирования элементов СИО с требуемым риском отказов

Резервирование режущего элемента сборного инструмента за-мещением может быть реализовано инструментами с дискретным ме-ханизированным поворотом режущих элементов и инструментами с механизированной заменой режущих элементов.

Рассмотрим более подробно сборные инструменты, в которых смена режущего элемента производится с использованием дополни-тельного устройства или приводов станка (рис. 5.14).

Ведущими инструментальными фирмами предложены конст-рукции резцов с автоматизированной сменой режущих кромок.

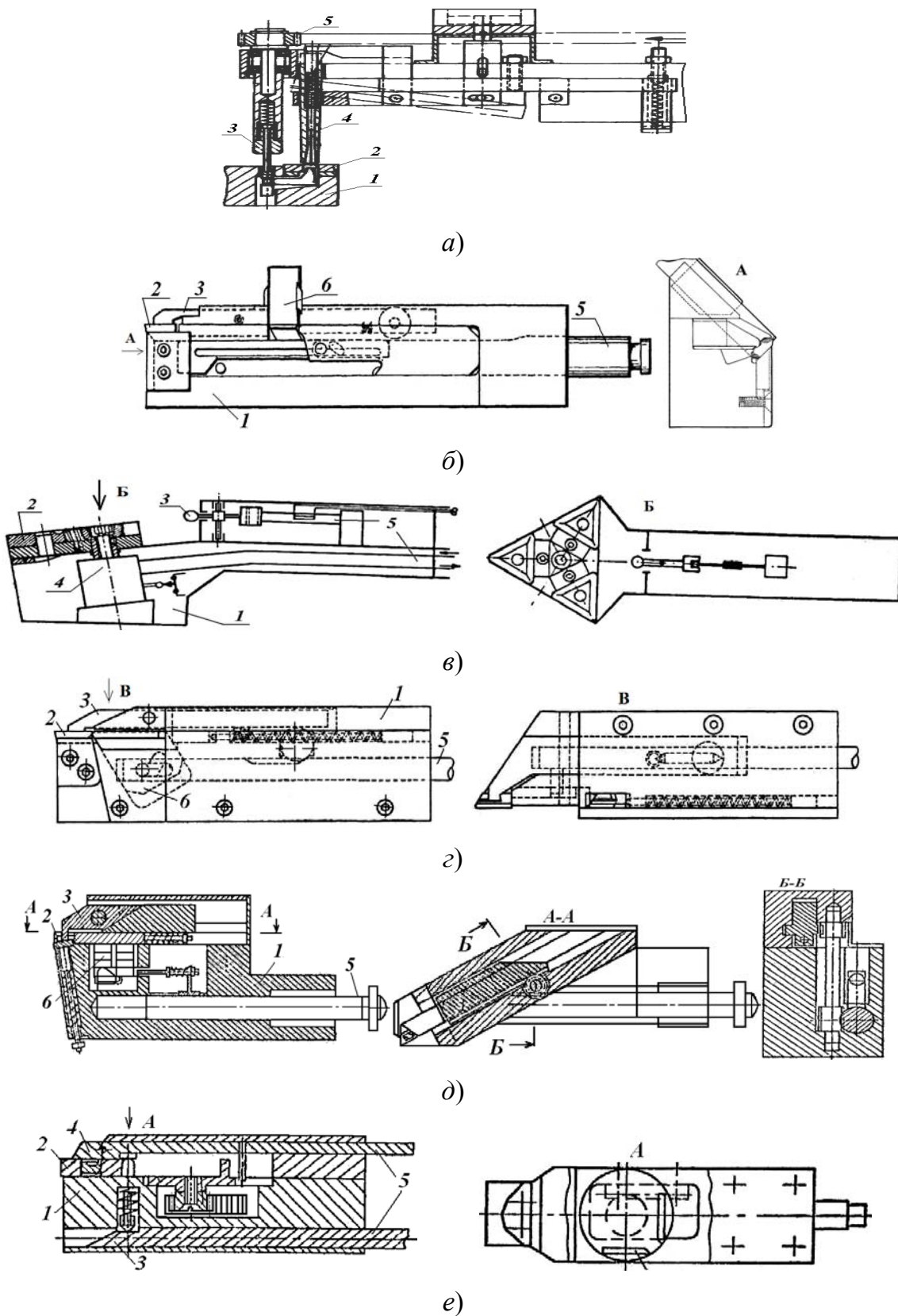


Рис. 5.14. Эскизы устройств со сменой режущих кромок:
 1 – корпус инструмента; 2 – СМП; 3 – механизм зажима-разжима СМП; 4 – механизм поворота СМП; 5 – приводной элемент; 6 – накопитель СМП

В ФРГ разработана конструкция устройства с автоматическим поворотом СМП [105] и запатентован резец фирмой Sandvik Coromant с заменой режущих пластин (рис. 5.14, б) [106]. Конструкция устройства с автоматическим поворотом СМП состоит из резца 1 с СМП 2 и отдельного механизма зажима-разжима пластин 3 и ее поворота 4, который устанавливался на станке и имел отдельный привод (рис. 5.14, а).

Основным недостатком этих конструкций является сложность исполнения и программного обеспечения из-за разнохарактерных приводов. В конструкции, разработанной в ФРГ, содержатся не только отдельные приводы, но и блок СМП, увеличивающий габариты инструмента (рис. 5.14, в) [107].

Аналогичные конструкции резцов предложены японскими фирмами, одна из которых представлена на рис. 5.14, г и имеет сложную конструкцию с внешним приводом [108], [109].

В России разработаны конструкции резцов с автоматическим поворотом и сменой СМП (рис. 5.14, д, е) [110], [111]. В конструкции с автоматическим поворотом СМП используются два приводных элемента, что усложняет программное обеспечение, а конструкция с автоматической сменой СМП обладает низкой надежностью.

Кроме того, разработаны конструкции устройств с автоматизированной сменой режущих кромок сборных фрез.

Рассмотрим конструкцию устройства для автоматизированной смены кромок торцевой фрезы поворота. Оно состоит из торцевой фрезы 21 с приводным механизмом зажима и устройства поворота многогранных режущих пластин торцевой фрезы 22, закрепленных в станке (рис. 5.15, а) [112].

Торцевая фреза содержит корпус 1, в радиальных пазах которого расположены державки 2 (рис. 5.15, б). В хвостовой части державок выполнены пазы 3, нижние боковые поверхности которых контактируют с нижним торцом тарельчатой пружины 4. В отверстиях державок с помощью винтов 5 закреплены режущие пластины 6, зафиксированные в угловых канавках корпуса. В центральном отверстии корпуса установлена втулка 7, которая кинематически связана с корпусом 1 шпонкой 8. Торцы хвостовых частей державок опираются на внутреннюю торцевую поверхность зажимного стакана 9, который фиксируется относительно втулки 7 посредством шайбы 10 и стопорного кольца 11.

Механизм поворота состоит из шайбы 12, во внецентровых отверстиях которой установлены неподвижно втулки 13. В отверстиях втулок размещены упорные винты 14, на которые опираются пружи-

ны 15, поджимающие к верхнему торцу втулок упоры 16. Кроме того, упоры 16 прижаты в радиальном направлении упругими элементами 17, закрепленными на втулках посредством винтов 18 с шайбами 19. В центральном отверстии шайбы 12 установлен опорный элемент 20. Упоры 16 имеют скосы под углом $\theta = 2\varphi_1 + \varphi$ в радиальном и $\eta = \alpha$, в тангенциальном направлениях, где φ и φ_1 – соответственно, главный и вспомогательный углы в плане зуба фрезы, α – главный задний угол.

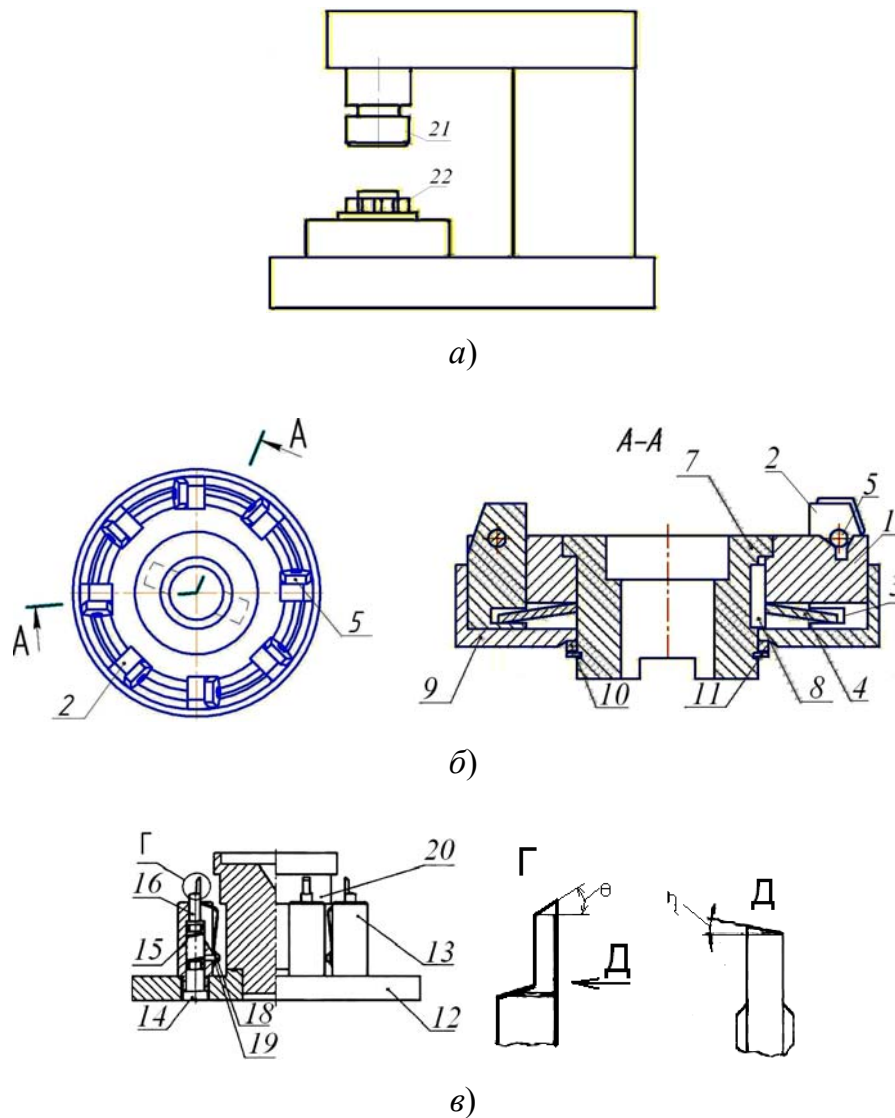


Рис. 5.15. Эскизы устройства с автоматической сменой режущих кромок фрезы

Устройство работает следующим образом. После затупления режущей кромки пластин 6 фреза 21 подводится движением подачи фрезерной головки станка до контакта с верхним торцом опорного элемента 22. В момент перемещения вниз фрезы верхний торец опор-

ного элемента нажимает на корпус 1 фрезы и останавливает его перемещение, а втулка 7 вместе со стаканом 9 и державками 2 продолжает перемещаться вниз. Пластины 6, опираясь боковыми вспомогательными гранями на скосы упоров 16, поворачиваются относительно винтов 5 на новую грань. При этом упоры 16 отклоняются в радиальном направлении, деформируя упругие элементы 17. Затем фреза 21 вместе со шпинделем перемещается вверх (рис. 5.15, в).

Корпус 1 под действием тарельчатой пружины 4, прижимаясь к торцу опорного элемента, зажимает пластины в новом положении, обеспечивая надежное их фиксирование в угловых канавках корпуса. Тарельчатая пружина имеет пазы, которые формируют лепестки по количеству державок.

На рис. 5.16 приведен эскиз осевого инструмента с механизмом поворота режущих пластин [113].

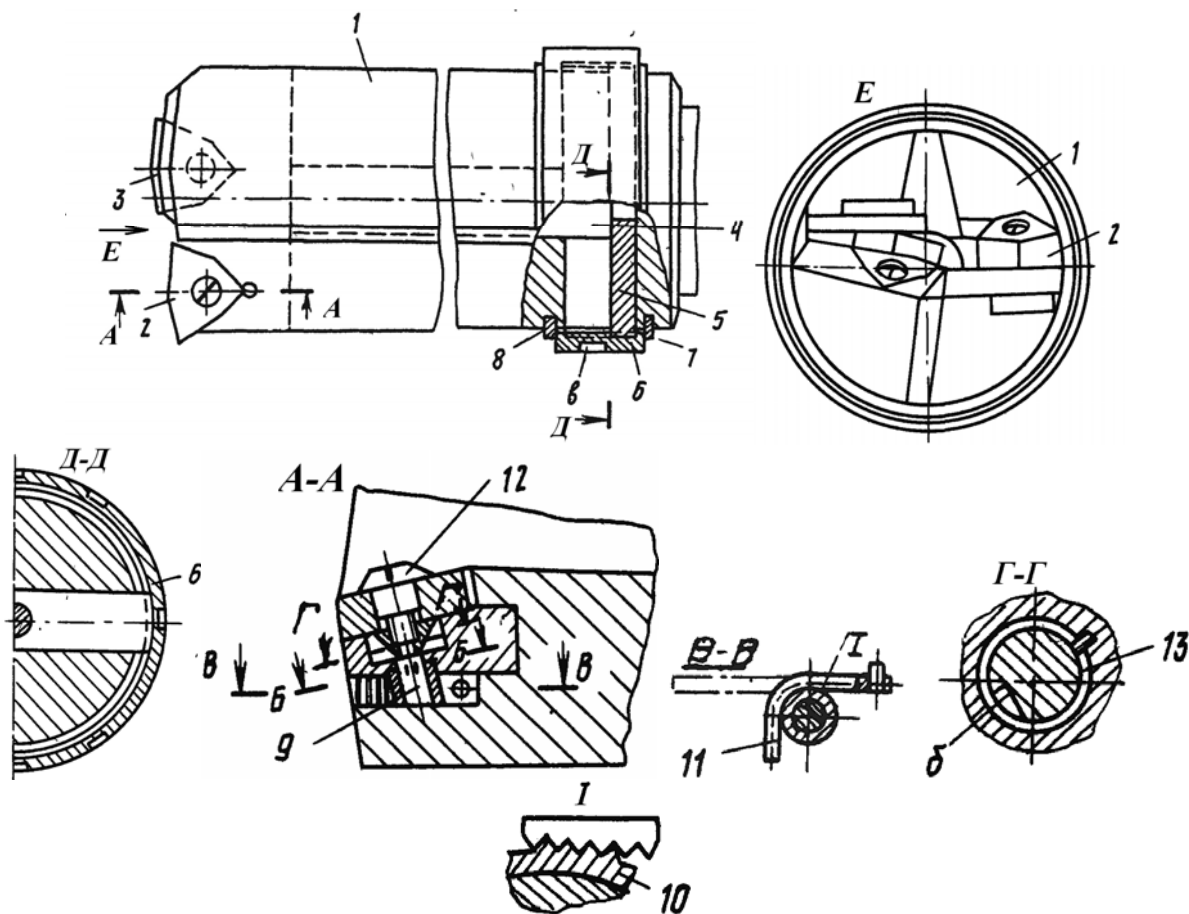


Рис. 5.16. Эскиз осевого инструмента с автоматической сменой режущих кромок

Инструмент состоит из корпуса *1* со стружечными канавками, в котором расположен механизм поворота и зажима режущих пластин *2* и *3*.

При затуплении режущих кромок устройство отводится из зоны обработки и упор, корпус которого закреплен на шпиндельной бабке (не показан), входит в отверстие в приводной гайке *6*. Устройство поворачивается против часовой стрелки, и планка *5* перемещается вместе с тягой *4* в крайнее левое положение. При этом перемещении режущие пластины *2* и *3* выходят из контакта с призматическими пазами корпуса устройства. В это время ось *9* поворачивается посредством зубчатой втулки *10*, которая взаимодействует с пружинной рейкой *11*. При повороте оси *9* поворачиваются и режущие пластины. Затем устройство вращается по часовой стрелке, и Т-образная тяга перемещается в крайнее правое положение. Режущие пластины при этом не поворачиваются благодаря фиксаторам *13* и пластине *6*.

Рассмотрим сборные инструменты, в которых смена режущего элемента производится с использованием встроенных механизмов (рис. 5.17) [17].

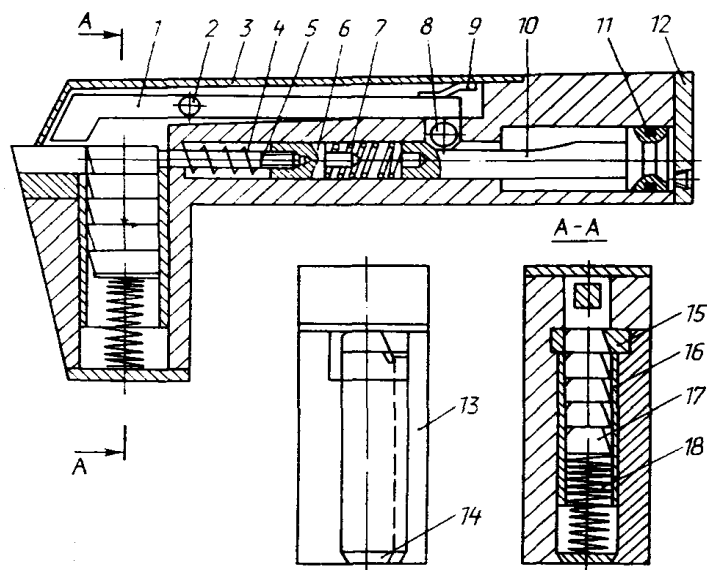


Рис. 5.17. Эскиз резца с автоматической сменой режущих пластин со встроенным приводом

Конструкция резца со встроенным приводом (рис. 5.17) содержит корпус *20* с расположенными в нем механизмами зажима и замены режущих пластин.

После износа пластины через отверстие в крышке *12* из гидrocиллиндра масло выпускается на слив, а пружины *5* и *7* отводят упор *4*

и ползушку *б* вправо, после чего новая пластина из магазина *16* занимает место упора в инструментальном блоке. Во время перемещения плунжера *10* вправо шарик *8*, опускаясь, освобождает рычаг *1*, который поворачивается на оси *2* и разжимает изношенную пластину. Из гидросистемы масло через крышку *12* подводится в гидроцилиндр и перемещает шток плунжера *10* влево, а упор *4* выдвигает новую пластину в рабочую зону на место изношенной. При этом шарик *8*, скользя по штоку плунжера *10*, поворачивает рычаг *1* вокруг оси *2* и зажимает новую пластину. Механизм зажима закрыт крышкой *3*, закрепленной винтами *19*.

На рис. 5.18 представлен общий вид резца с обновлением режущей кромки [6]. Резец состоит из корпуса *1*, в котором установлен зубчатый редуктор *2*, кинематически соединенный посредством зубчатой пары *3* и *4* с электродвигателем *5*. Ось *б* резца установлена на радиальных *7* и *8* и упорном *9* подшипниках с возможностью вращения. На оси *б* резца неподвижно закреплен режущий элемент *10* с помощью шайбы *11* и гайки *12*. Весь узел прижат через шарик *13* кронштейном *14* к упорному подшипнику *9*. Нижний конец оси резца *б* заканчивается зубчатым колесом *15*, изготовленным заодно с осью *б* резца и находящимся во внешнем зацеплении с паразитным зубчатым колесом *16*, установленным на оси *17*. В свою очередь, зубчатое колесо *16* находится в зацеплении с колесом *18*, закрепленным на выходном конце зубчатого редуктора *2*. Зубчатый ряд колес *15*, *16*, *18* закрыт крышкой *19*.

В нижней части корпуса резца имеется паз *20*, в котором размещено фиксирующее устройство, состоящее из сухаря *21*, контактирующего своей цилиндрической поверхностью с осью *б* резца и удерживаемого в этом состоянии за счет давления пружины сжатия *22*.

Крутящий момент от электродвигателя *5* (рис. 5.18) передается посредством зубчатой пары шестерен *3* и *4* редуктору *2*, где увеличивается в число раз, равное передаточному числу, умноженному на КПД редуктора *2*. С выходного зубчатого колеса *18* редуктора момент передается через паразитное колесо *16* на зубчатое колесо *15* оси *б* резца. При этом вращение оси *б* резца и режущего элемента происходит против часовой стрелки в направлении подачи резца с преодолением усилия подачи. Скорость вращения режущей части является исходным параметром, по которому определяется передаточное отношение цепи: ось резца – вал электродвигателя. Для снижения возможности вибрации в конструкцию резца введено фиксирующее устройство, выпол-

ненное в виде сухаря 21 и пружины 22, препятствующее повороту оси 6 резца по часовой стрелке, т. е. в том направлении, в котором действует крутящий момент, создаваемый силой подачи относительно оси резца. Привод от электродвигателя обеспечивает непрерывное обновление режущей кромки в процессе резания. Таким образом, создаются условия обработки с установившейся величиной износа режущего элемента при заданной скорости резания.

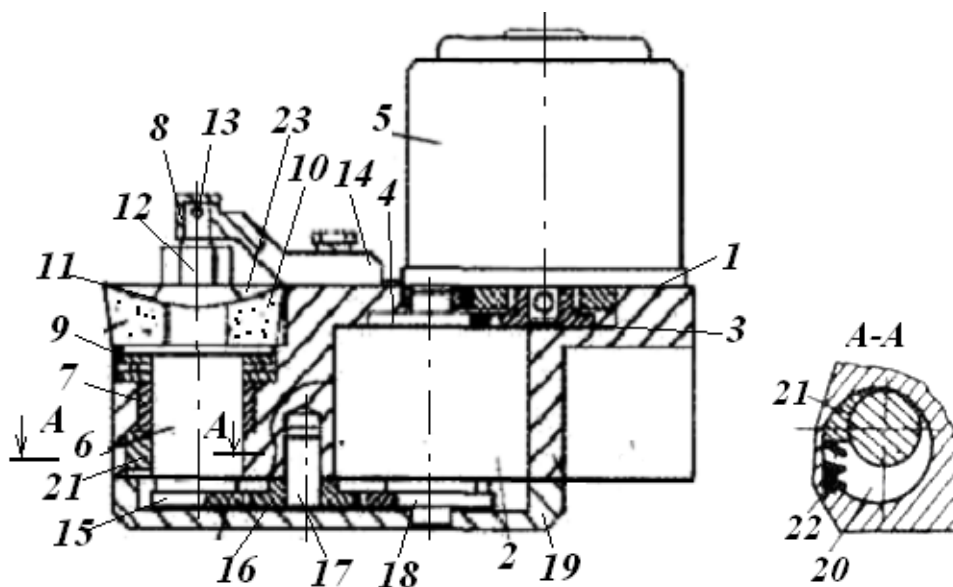


Рис. 5.18. Эскиз резца с непрерывным обновлением режущей кромки для обработки длинномерных стальных валов

Вариант исполнения резца с червячным редуктором и приводом от электродвигателя показан на рис. 5.19 [6].

Крутящийся момент, развиваемый электродвигателем 1, преобразуется редуктором 3 и передается на червяк 4, который, поворачиваясь в опорах 5 и 6, установленных в корпусе 2, вращает червячное колесо 7, а вместе с ним вращается ось резца 8 и круглый режущий элемент 9. Червячное колесо 7 состоит из двух частей 10 и 11, в смежных углублениях которых установлены пружины сжатия 12.

Так как в процессе резания имеет место изменение величины силы резания, то возникают крутильные колебания и режущий элемент вступает в работу то острым, то затупившимся участком кромки, оставляя на обработанной поверхности следы нестабильной шероховатости. Установка двух пружин сжатия 12 в углублениях частей 10 и 11 колеса 7 позволяет обеспечить их относительный поворот до полной выборки бокового зазора в зубьях червячной передачи. При такой конструкции резца крутильные колебания, генерируемые со-

ставляющими силы резания P_x и P_z , частично гасятся усилиями пружин и амплитуда крутильных колебаний уменьшается, а вместе с тем снижается время резания затупившимся участком режущей кромки, что повышает качество обработки.

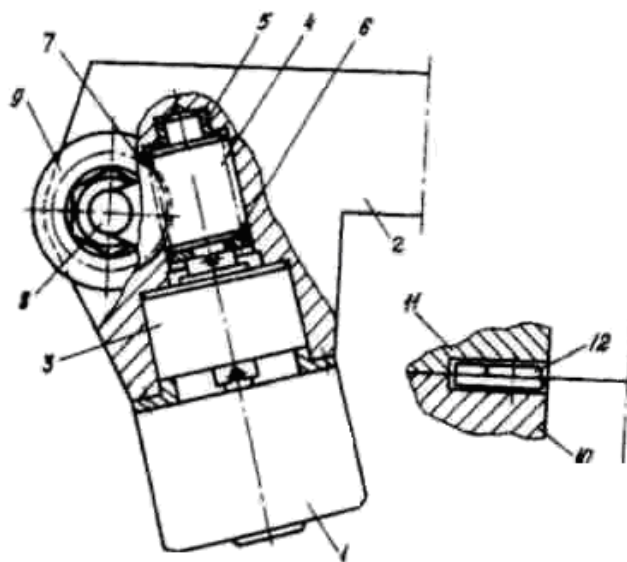


Рис. 5.19. Эскиз резца с непрерывным обновлением режущей кромки и устройством выборки бокового зазора в червячной передаче

На рис. 5.20 представлен один из вариантов конструкций резца с непрерывным вращением режущего элемента [6].

Резец содержит оправку 1, укрепленную в корпусе 2. Оправка состоит из режущего элемента 3, закрепленного на оси 4, установленной на радиальных опорах 5 и 6 с возможностью вращения. Радиальные опоры 5 и 6 смонтированы в корпусе 7. Резец снабжен приводом, включающим электродвигатель-редуктор 8, зубчатую передачу, состоящую из шестерни 9, блока шестерен 10 и 11, осей 12 и 13, размещенных в корпусе 14 редуктора и крышке 15. Корпус 14 редуктора закреплен на корпусе 2 резца. Блок шестерен 10 и 11 свободно установлен на оси 13, а шестерня 9 жестко закреплена на выходном валу 12 электродвигателя-редуктора 8. Между приводом и оправкой 1 в корпусе 2 установлен приводной механизм, состоящий из шестерни 16, имеющей резьбовое отверстие, в которое установлен винт-рейка 17. Рейка входит в зацепление с реечным колесом 18. Реечное колесо 18 установлено на оси 19 (реечное колесо может быть выполнено за одно целое с осью 19). Ось 19 установлена коаксиально с осью 4 резца на опорах 20 и 21. Оси 4 и 19 в торце соединены при помощи муфты 22.

Шестерня 16 установлена ступицей в стойке 23 с возможностью вращения. Осевой зазор между шестерней 16 и торцевой поверхностью стойки 23 регулируется при помощи гайки 24, установленной в резьбовое отверстие корпуса 14, и контргайки 25. Стойка 23 жестко укреплена в корпусе 2. Винт-рейка 17 имеет отверстие, в которое входит направляющий шток 26, имеющий в сечении прямоугольную форму. Шток 26 прикреплен к торцу стойки 23.

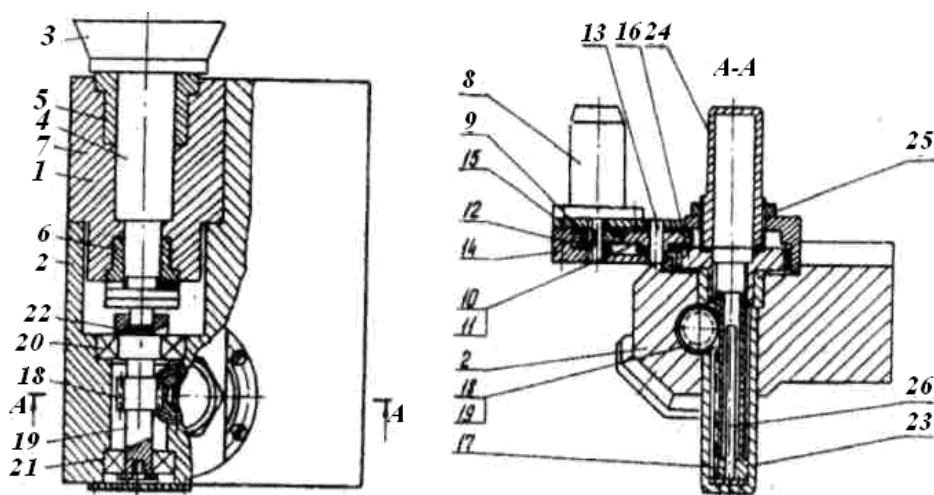


Рис. 5.20. Эскиз резца с принудительным обновлением режущей кромки

При обработке включают электродвигатель-редуктор 8, вращение от которого через шестерни 9, 10 и 11 передается на шестерню 16. В результате вращения шестерни 16 ходовой винт-рейка 17 перемещается поступательно вверх, вращая при этом реечное колесо-шестерню 18 вместе с осью 19. Направляющий шток 26, закрепленный к стойке 23, предохраняет от поворота винт-рейку 17, тем самым обеспечивает плавность контакта реечного колеса 18 с винтом-рейкой 17. Вращение оси 19 через торцевую муфту 22 передается на ось 4 резца и его режущий элемент 3.

5.4. Резервирование с восстановлением

При резервировании с восстановлением надежность системы характеризуется долговечностью. Восстановление может производиться регулировкой, переточкой, доводкой, ручной заменой режущего элемента, ручным поворотом режущего элемента в новое положение.

При восстановлении регулировкой используются различные конструкции автоподналадчиков.

5.4.1. Автоподналадчики

Автоподналадчик состоит из следующих основных элементов: датчика, контролирующего деталь в процессе обработки; блока преобразования и усиления первичного измерительного импульса; исполнительного механизма, который выполняет собственно подналадку перемещением режущего инструмента или его элемента.

На рис. 5.21 показаны принципиальные схемы автоподналадчиков.

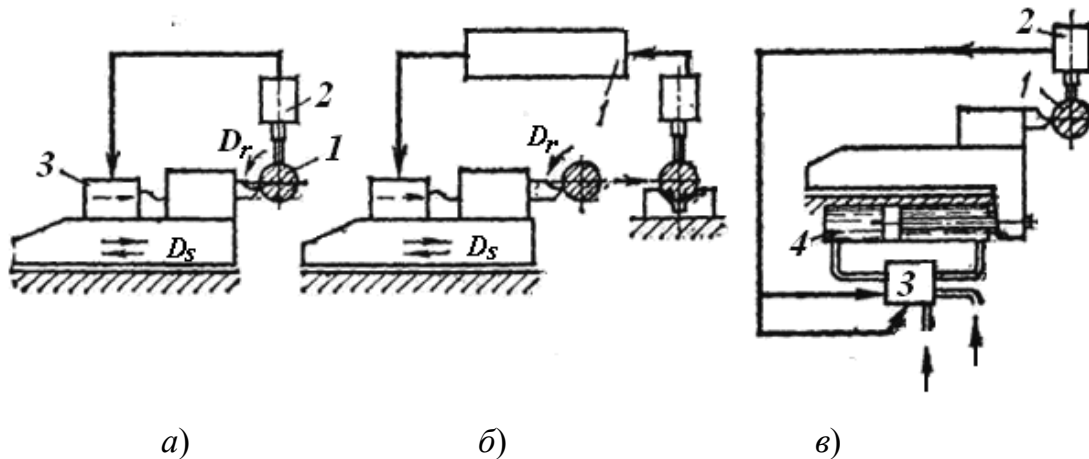


Рис. 5.21. Автоматические подналадчики металлорежущих станков

Наиболее простая и распространенная схема представлена на рис. 5.21, *a* [103]. Размер детали *1* в процессе обработки контролируется датчиками *2*. Если размер изготавливаемой детали приближается к заданному пределу, в датчике замыкаются контакты и подается команда исполнительному органу *3*, который перемещением инструмента производит подналадку для восстановления точности, потерянной вследствие износа резца. Недостаток этого метода заключается в том, что при случайном превышении заданного размера будет дана команда на перемещение резца, что может привести к браку. Поэтому рекомендуется в применяемых схемах автоподналадчиков устанавливать так называемый фильтр-контролер *1* (рис. 5.21, *б*), который исключает влияние случайных отклонений. Фильтр-контролер пропускает сигнал на подналадку после трехкратного сигнала о нарушении заданных размеров. Кроме того, в этой схеме измерительная позиция вынесена отдельно и контроль в данном случае происходит после обработки. Система, показанная на рис. 5.21, *в*, отличается от предыдущих тем, что здесь может быть дана команда не только на подналадку, но и на останов станка после окончания обработки или же на переход с черновой обработки на чистовую. Деталь *1* измеряется дат-

чиком 2 непрерывно в процессе обработки. На основании полученного задания подаются команды об изменении или прекращении процесса обработки.

На станке с гидроприводом установлен двухпределный датчик 2, который даст сигнал гидрораспределителю 3 уменьшить подачу масла в цилиндр 4. В результате этого будет уменьшена подача суппорта и начнется чистовая обработка. После достижения окончательного размера будет дана команда на выключение подачи и возврат суппорта в исходное положение.

Автоподналадчики различных систем применяются в токарных, расточных, шлифовальных и других станках.

На рис. 5.22 показана схема автоподналадчика к токарному станку.

В этом подналадчике перемещение ползушки 1 с резцом достигается поворотом на небольшой угол винта 2 относительно гайки 3. Когда деталь выйдет за пределы заданных размеров, датчик 6 замкнет цепь питания электромагнита 5, якорь-собачка 7 которого повернет храповое колесо 4, жестко установленное на винте 2. При шаге винта 0,25 мм и при 50 зубьях храпового колеса поворот его на один зуб позволяет переместить резец на 0,005 мм.

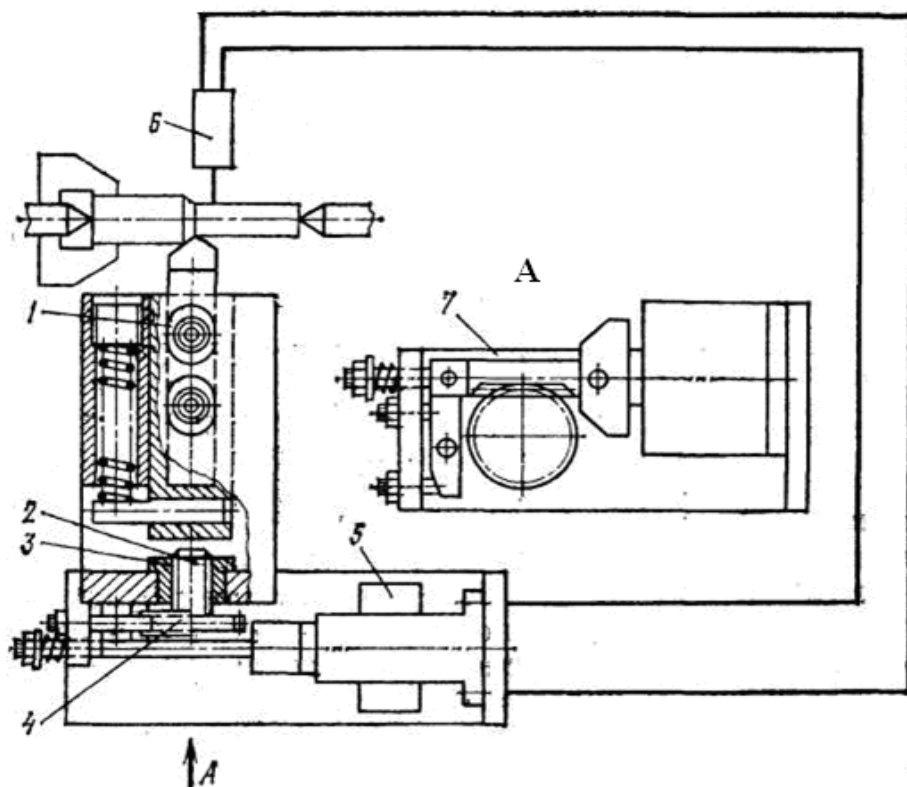


Рис. 5.22. Схема автоподналадчика к токарному станку

На рис. 5.23 представлена схема автоподладчика к расточному станку. Деталь 1 растачивается черновым 3 и чистовым 2 резцами. Автоматически подналаживается только чистовой резец, для этого каждая обработанная деталь контролируется электроконтактным датчиком 4, который после растачивания вводится в отверстие и по выходе размера за установленные границы подает команду электромагниту 5. Сердечник электромагнита поворачивает храповое колесо 6, жестко связанное с винтом 7. Винт 7 тянет тягу 8 и перемещает конус 9 для подналадки резца 2.

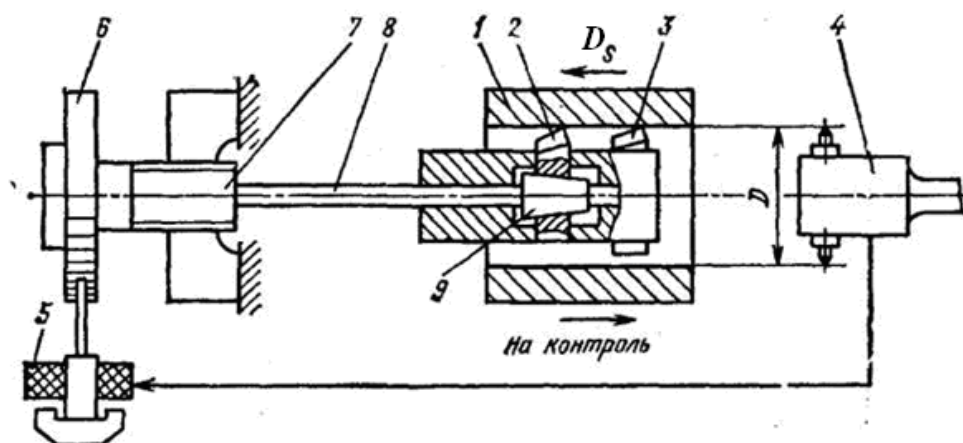


Рис. 5.23. Схема автоподладчика к расточному станку

Схема автоподладчика к токарному станку показана на рис. 5.24.

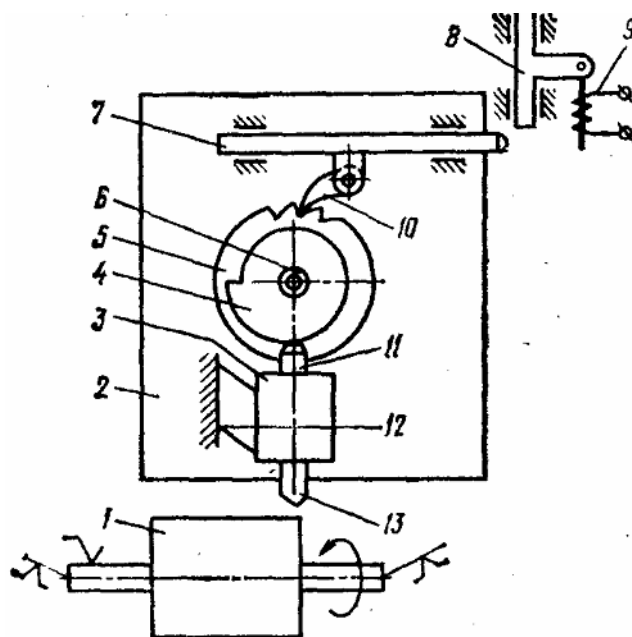


Рис. 5.24. Схема автоподладчика к токарному станку

Державка 3 резца 13 пружинами 12 крепится к суппорту 2. Винтом 11 державка соприкасается с кулачком 4, закрепленным на храповом колесе 5 и насаженным совместно с ним на ось 6.

При поступлении сигнала от размерного датчика на подналадку, когда размер у детали 1 станет равным подналадочному, срабатывает соленоид 9, перемещающий упор 8 вниз, чтобы во время обратного хода суппорта упор 8 расположился против скалки 7. При этом суппорт будет двигаться относительно неподвижной скалки 7 и собачка 10 повернет храповое колесо на один зуб, а вместе с ним и кулачок 4. Кулачок переместит державку 3 на 2 мкм. При одном обороте кулачка, соответствующем полному износу резца, подается команда на замену резца.

5.4.2. Инструменты с ручным поворотом режущего элемента

Резец (рис. 5.25) [6] состоит из корпуса 1, в котором установлен зубчатый редуктор 2, выходной вал которого посредством штифта 3 соединен с рычагом 4, выполняющим роль ручного привода. Нижний конец оси 5 резца заканчивается зубчатым колесом 6, изготовленным, например, заодно целое с осью 5 резца и находящимся во внутреннем зацеплении с паразитным зубчатым колесом 7, которое находится во внешнем зацеплении с колесом 8, закрепленным на выходном валу зубчатого редуктора 2. Особенность резца в том, что консольная нижняя часть оси резца получает дополнительную подвижную опору в виде паразитного зубчатого колеса 7, охватывающего колесо 6 и уменьшающего ее прогиб. Зубчатое колесо 7 центрируется в корпусе резца цилиндрической поверхностью вершин зубьев наружного венца, а внутренним зубчатым венцом сцепляется с колесом 6 оси резца.

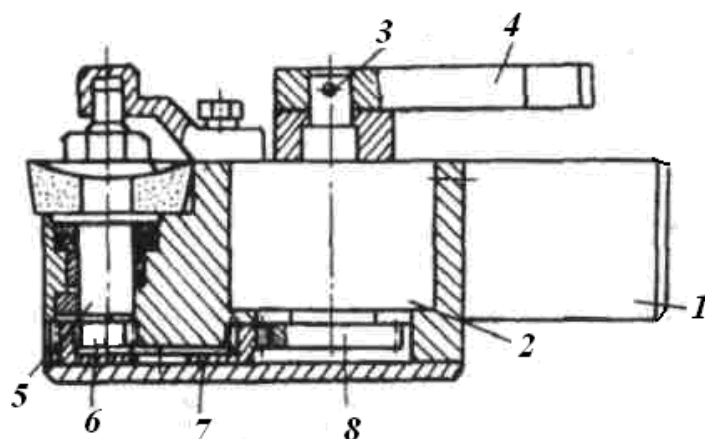


Рис. 5.25. Эскиз шагового резца с ручным управлением

В другом исполнении резец [6] (рис. 5.26) состоит из корпуса 1, в котором на радиальных 7 и 8 и упорном 9 подшипниках установлена ось 6 резца с возможностью вращения. На оси 6 резца неподвижно закреплен режущий элемент 10 с помощью шайбы 11 и гайки 12. Весь узел прижат через шарик 13 кронштейном 14 к упорному подшипнику 9. На нижний конец оси 6 резца установлено червячное колесо 2, закрепленное при помощи, например, шпонки 15, шайбы 16 и гайки 17. Червячное колесо 2 находится в зацеплении с установленным в отверстиях корпуса резца 1 червяком 3. Червячная зубчатая передача закрыта крышкой 19. Ось 18 червяка соединена с механизмом, который может быть выполнен в виде храпового поворотного механизма. Храповой поворотный механизм состоит из колеса 4, закрепленного жестко на оси 18 червяка, собачки 5 с пружиной (не показана), установленной при помощи оси 25 в пазу рычага 26. Рычаг 26 крепится на ступице храпового колеса 4 при помощи шайбы 27 и гайки 28. Резец снабжен фиксирующим устройством 20, состоящим из сухаря 21 и пружины 22. Полнос зацепления P зубчатой червячной передачи 2–3 смещен относительно плоскости Π_1 – Π_1 , проходящей через наиболее выступающую из корпуса 1 резца точку В режущей кромки 23 – ее вершину и геометрический центр 24 оси 6 резца, на угол β_3^* , который не превышает угла зацепления α_3^* зубчатой передачи 2–3. Поворот оси резца осуществляется при помощи храпового поворотного механизма и червячной передачи 3–2, червячное колесо которой установлено на оси резца.

Разворот полюса P зубчатого зацепления относительно указанной плоскости Π_1 – Π_1 на угол β_3^* и расположение зоны контакта режущей кромки с заготовкой напротив линии зацепления зубчатой передачи приводят к дополнительному, кроме передачи крутящего момента, эффекту, равносильному установке дополнительной радиальной опоры для оси резца. Все это уменьшает прогиб оси резца. Подвижная радиальная опора воспринимает на себя радиальную нагрузку, и линия ее зацепления (контакта) охватывает ось резца с двух сторон относительно ее точки контакта в радиальных опорах и значительно уменьшает ее продольные колебания вдоль оси заготовки, т. е. обеспечивает устойчивость ее положения, что повышает качество обрабатываемой поверхности.

Величину угла β_3^* выбирают из условия прохождения равнодействующей радиальной силы резания, приложенной между точками А и В контакта режущей кромки с заготовкой в пределах активной линии

зацепления колес. Исходя из того, что для круглого резца оптимальный угол контакта $\psi_{\text{опт}} = 19^\circ$, и учитывая, что угол зацепления α_3^* для нормальных некоррегированных колес равен 20° , смещение полюса зацепления P на угол $\beta_3^* = 0,5\alpha_3^*$ будет необходимым и достаточным условием выполнения этого условия.

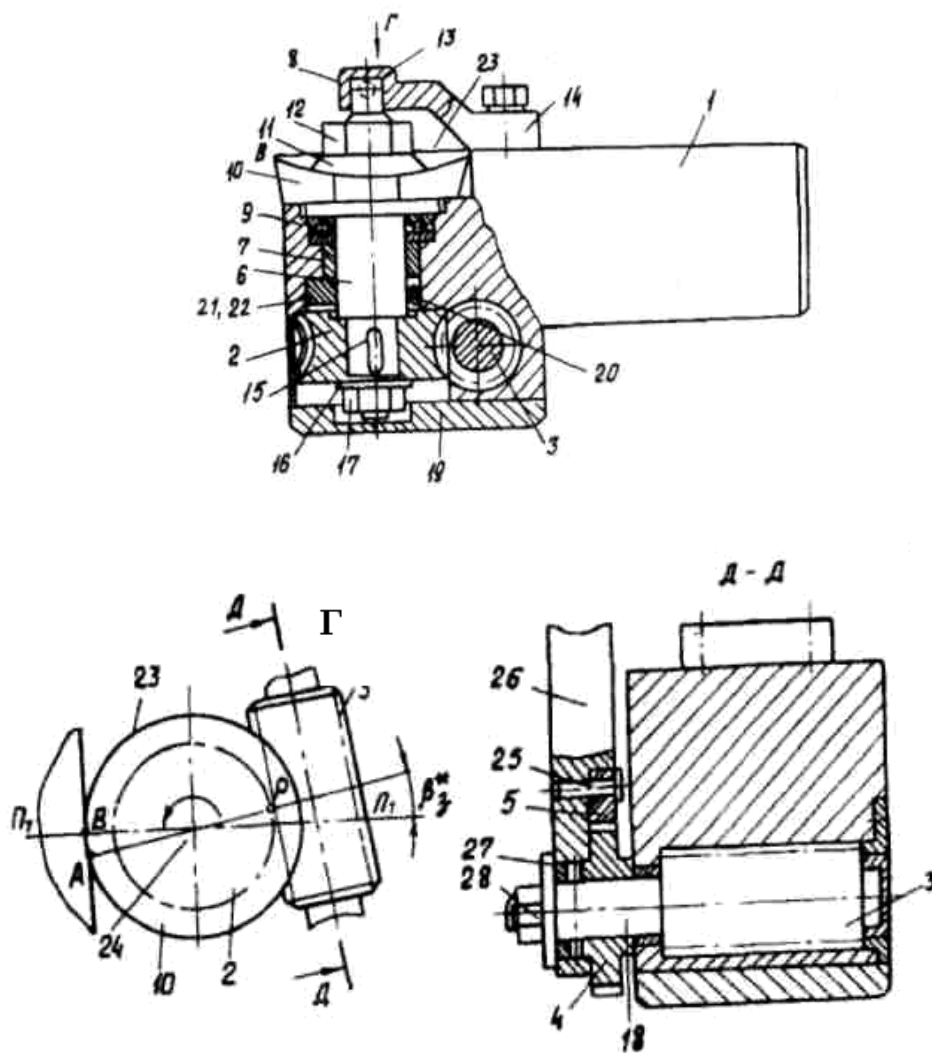


Рис. 5.26. Эскиз шагового резца с червячным редуктором и храповым поворотным механизмом

В работе [2] приведена классификация типов конструкций сборных инструментов, где за основу выбраны форма пластины, тип базовой поверхности и направление силы зажима СМП.

Резцы с рычажным способом крепления режущих пластин (тип РР) рекомендуется применять только в условиях чистовой и получистовой обработки. Использование таких конструкций ограничивается трудоемкостью их изготовления и быстрой потерей работоспо-

способности при обработке хрупких материалов (из-за попадания мелкой стружки и окалины внутрь гнезда корпуса (рис. 5.27, а)). Сокращение числа деталей в резцах фирм «Kennametal», «Iscar» и «Walter» (тип PR, рис. 5.27, б) привело к повышению требований к точности изготовления корпуса и винта. Резцы с тяговыми элементами при закреплении пластины (тип РМ, рис. 5.27, в) рекомендуется использовать при чистовой обработке. Кроме того, в таких конструкциях возрастает опасность повреждения державки при разрушении режущей пластины.

Клиновые способы крепления представлены на рис. 5.27, г–ж.

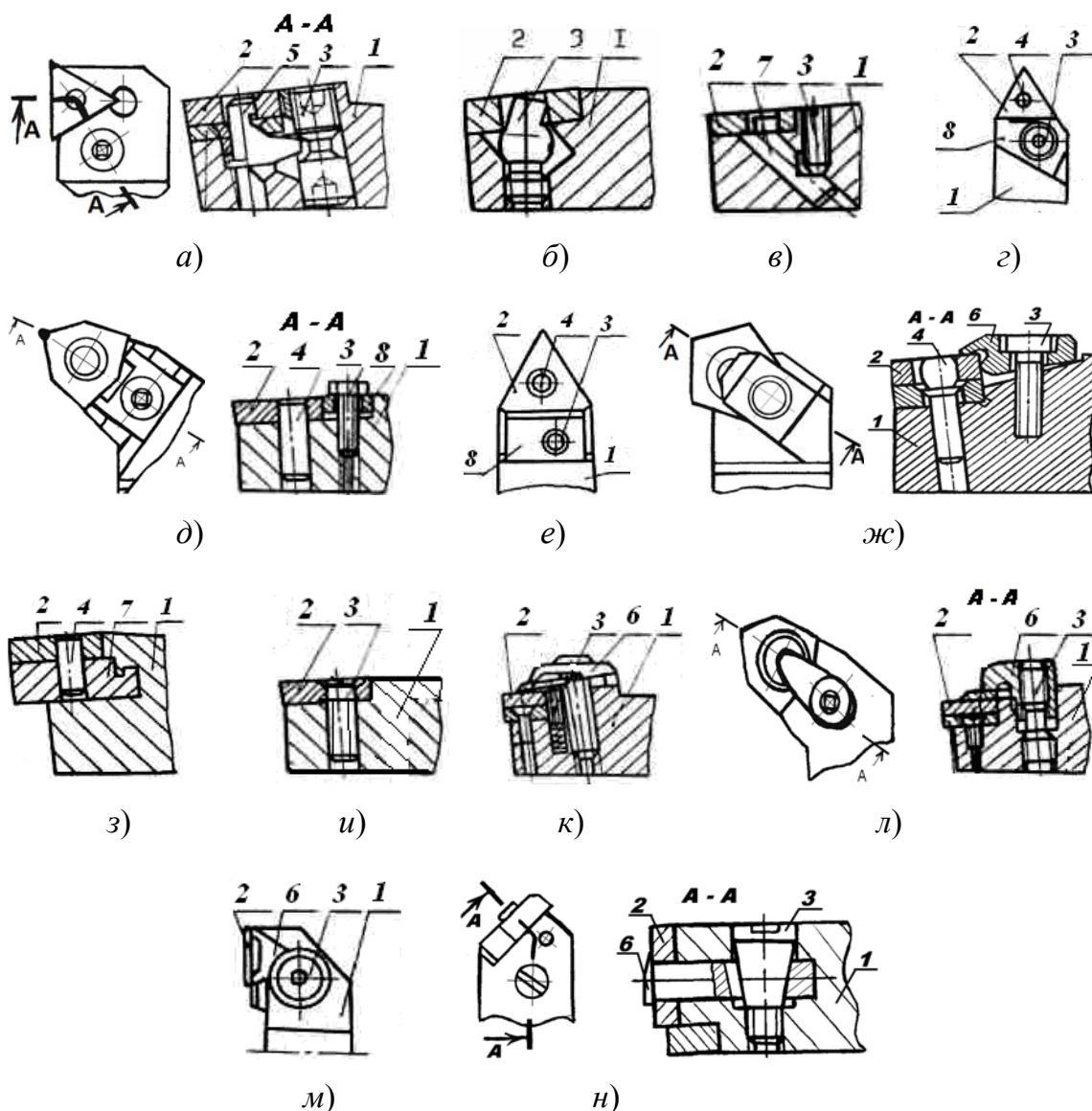


Рис. 5.27. Эскизы рабочих частей сборных инструментов:
 1 – корпус; 2 – режущая пластина; 3 – винт; 4 – штифт; 5 – рычаг;
 6 – прижим; 7 – тяга; 8 – клин

Для обеспечения гарантированного контакта зажимного клина с режущей пластиной в конструкциях резца фирмы «Fagersta Seco» при завинчивании винта клин смещается вдоль паза державки (тип PV, рис. 5.27, *з*). Резец, изображенный на рис. 5.27, *д* (тип PT), конструкции РНИИ (Россия) является одним из первых сборных резцов, обладающих высокой технологичностью. Однако он имеет ряд существенных недостатков, связанных с перекосом пластины при ее закреплении [2], [15], [114], [115].

Для уменьшения зазора между режущей пластиной и подкладкой фирмой «Sandvik Coromant» предложена форма комбинированного клина (тип PW, рис. 5.27, *е, ж*), который прижимает и заклинивает режущую пластину. Недостатком такой конструкции [2], [15], [114] являются высокие требования к точности изготовления всех элементов резца. Этому недостатка лишена конструкция, представленная на рис. 5.27, *з* (тип PV), где режущая пластина закреплена на подвижном элементе, выступ которого выполнен клиновым. Однако такой резец обладает низкой жесткостью и обеспечивает нестабильную точность обработки. Широкое распространение из-за своей компактности получила конструкция с винтовым креплением (тип SM, рис. 5.27, *и*), недостатком которой являются высокие требования к жесткости крепления в продольном направлении, что обеспечивается базированием СМП в закрытый паз высокой точности.

Совершенствование конструкций резцов с креплением пластин без центрального отверстия (рис. 5.27, *к–м*) предусматривает: обеспечение надежного стружколомания, как в резцах фирм «Sandvik Coromant» и «Kennametal» (тип CC, рис. 5.27, *к, л*); упрощение конструкций и повышение их технологичности, как в резцах фирмы «Fagersta Seco» (тип СК, рис. 5.27, *м*), у которых подкладка, режущая пластина и стружколом закреплены одним винтом, расположенным под углом 7° относительно пластины. Кроме того, СМП располагают тангенциально в конструкциях фирмы «Хертель» (тип LM, рис. 5.27, *н*), что повышает прочность, но снижает жесткость в направлении силы резания P_z .

5.4.3. Резервирование с восстановлением переточкой

Для обеспечения надежности по критерию точности требуется восстановление путем дополнительной обработки боковых поверхностей. Кроме того, обработка боковых поверхностей СМП приводит к формированию кромок. Шлифование боковых поверхностей произ-

водили на заточном станке мод. ВЗ-247, резец с СМП (рис. 5.28) устанавливали в трехповоротных тисках. Передняя поверхность предварительно обрабатывалась до шероховатости $Ra = 0,1$ мкм.

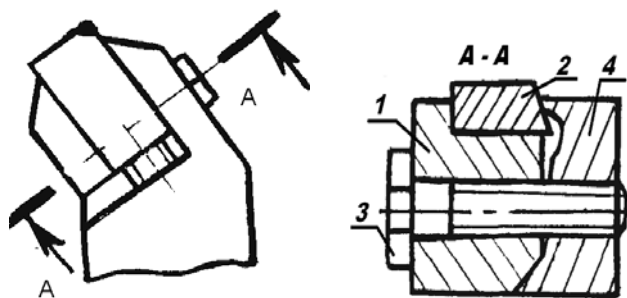


Рис. 5.28. Эскиз рабочей части сборного инструмента:
1 – корпус; 2 – режущая пластина; 3 – винт; 4 – прижим

Шлифование выполняли при движении подачи вдоль и поперек формообразующих кромок. Как видно на рис. 5.29, при шлифовании в направлении перпендикулярном формообразующим кромкам образуется заусенец с микровыкрашиваниями (рис. 5.29, а).



а)



б)

Рис. 5.29. Фотографии топографий обработанных боковых поверхностей СМП из Т15К6 при движении подачи:
а – в поперечном; б – продольном направлениях

При шлифовании вдоль кромки наблюдается хрупкий характер разрушения кромки. Анализ микрогеометрии кромки и базовой поверхности позволяет заключить, что они отличаются на 1–2 порядка (рис. 5.29).

На рис. 5.30 приведены графики влияния продольной подачи и глубины шлифования абразивными инструментами на основе карбида кремния 64С40СМ1К56Б и алмаза АС63/50 на шероховатость кромки. Процесс образования кромок зависит от расположения абразивного

зерна и температурных явлений. Одним из наиболее существенных факторов, влияющих на качество обработанной поверхности СМП, является способность алмазного инструмента к активному процессу самозатачивания. Правильно подобранная связка обеспечивает эффективную работу абразивного инструмента в широком диапазоне условий. Таким образом, разрушение поверхностного слоя связки должно быть достаточно интенсивным, однако не приводить к катастрофическому износу инструмента в целом [116].

Создание абразивного инструмента на основе неметаллических, в частности полимеркерамических, связок или покрытий включает задачу подбора материалов с упругими и прочностными характеристиками, позволяющими интенсифицировать процесс самозатачивания.

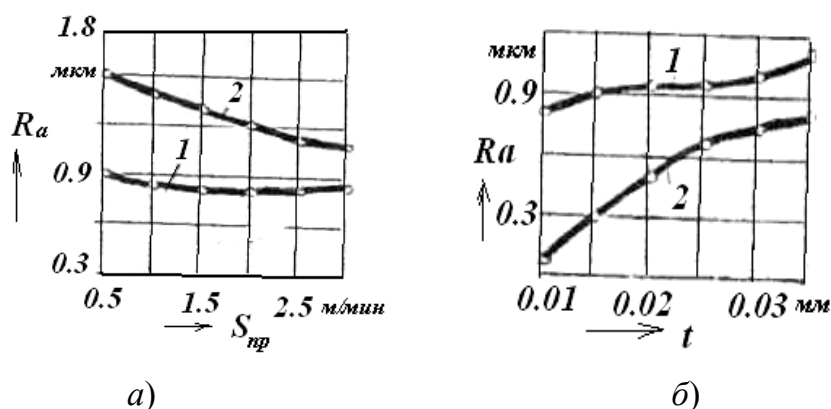


Рис. 5.30. Графики влияния режимов резания на шероховатость кромки:

a – продольной подачи; *б* – глубины шлифования:
1 – 64C40CM1K56B; 2 – АС63/50

Возникающее при контакте инструмента с обрабатываемой поверхностью напряженно-деформированное состояние должно быть таким, чтобы инициировалось разрушение слоя, толщина которого соизмерима с размером абразивных зерен. А именно должны расти микротрещины, расположенные в этом слое, длина которых равна среднему размеру абразивного зерна.

Технология изготовления композиционных дисперсно-наполненных материалов способствует появлению в них зародышевых трещин с размером, определяемым размером частиц наиболее крупного наполнителя [117]–[119].

Таким образом, трещины в связке абразивосодержащего композита обязательно присутствуют и необходимо, чтобы приповерхностные трещины росли, а находящиеся в связке на глубине большей, чем

двухкратный размер, зерна находились в равновесии. В этом случае процесс самозатачивания поверхности не должен приводить к макро-разрушению композита.

На рис 5.31 изображено приспособление для переточки призматических пластин [120].

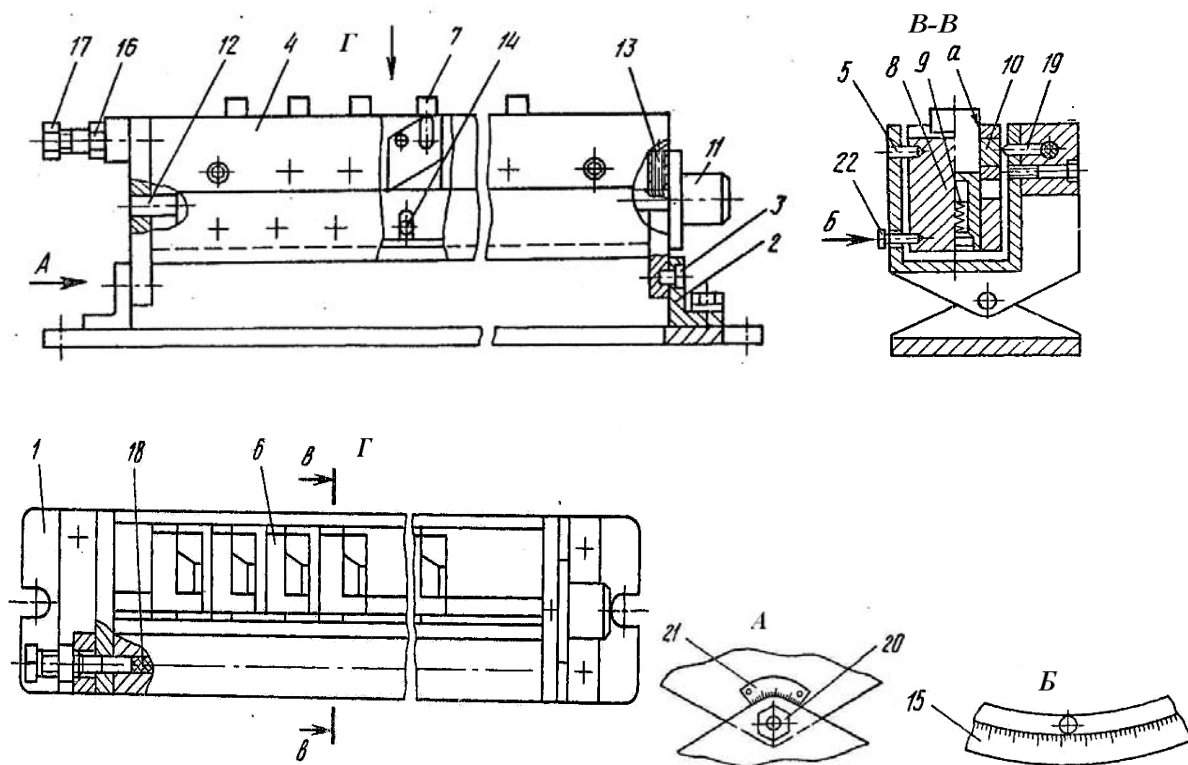


Рис. 5.31. Эскиз приспособления для заточки пластин сборного металлорежущего инструмента

Перетачиваемые пластины 7 устанавливаются в продольные пазы, а блоки 6 – на подпружиненные толкатели 9.

При повороте гайки 11 и перемещении линейки 12 посредством штифтов 14 осуществляется поворот всех блоков на требуемый угол в одной плоскости относительно корпуса, отсчитываемый по шкале 15. В этом положении рейка стопорится винтом 13. Гайкой 16 и винтом 17 создается зажимное усилие, которое передается посредством гидропласта 18 на шток 19, сухарь 10 и затачиваемую пластину 7. При отжатии гайки 20 на оси корпуса 4 осуществляется его поворот в другой плоскости относительно основания 1. Отсчет угла поворота корпуса производится по шкале 21.

После настройки приспособления производится заточка всех пластин одновременно.

Кроме того, для осуществления процесса затылования линейку 12 в процессе заточки непрерывно перемещают с помощью гайки 11. Величину перемещения обеспечивают по шкале 15 в градусах за двойной ход абразивного инструмента (не показан).

5.5. Нагрузочное резервирование инструмента

При рассмотрении сборной внутренней фрезы как системы режущих элементов, в которой отказ одного из них не приводит к полному отказу фрезы, то с точки зрения надежности фреза представляет собой резервированную систему [4]. В этом случае при отказе первой режущей пластины ее нагрузку при резании воспринимает следующая за ней режущая пластина (см. п. 3.4.2). При этом надежность фрезы в целом снижается, т. е. уменьшается вероятность безотказной работы. Состояние внутренней резбонарезной фрезы, имеющей шесть зубьев, описывается следующим выражением:

$$[P_1(t)+Q_1(t)][P_2(t)+Q_2(t)][P_3(t)+Q_3(t)][P_4(t)+Q_4(t)] \times \\ \times [P_5(t)+Q_5(t)] \times [P_6(t)+Q_6(t)] = 1, \quad (5.35)$$

где $P_1(t)$, $P_2(t)$, $P_3(t)$, $P_4(t)$, $P_5(t)$ и $P_6(t)$ – вероятность безотказной работы, соответственно, первого, второго, третьего, четвертого, пятого и шестого зуба фрезы; $Q_1(t)$, $Q_2(t)$, $Q_3(t)$, $Q_4(t)$, $Q_5(t)$ и $Q_6(t)$ – вероятность отказа каждого зуба.

Если нагрузка в процессе обработки соответствует предельной по критерию прочности, то вероятность безотказности фрезы будет определяться по выражению

$$P_{\text{фр}} = P_1(t)P_2(t)P_3(t)P_4(t)P_5(t)P_6(t).$$

При экспоненциальном законе распределения времени безотказной работы каждого зуба фрезы получаем:

$$P_{\text{фр}} = e^{-(\lambda_1+\lambda_2+\lambda_3+\lambda_4+\lambda_5+\lambda_6)t}, \quad (5.36)$$

где λ_1 , λ_2 , λ_3 , λ_4 , λ_5 , λ_6 – соответственно, интенсивности отказов зубьев фрезы.

Тогда средний период стойкости фрезы можно определить по выражению

$$\bar{T}_{\text{фр}} = \int_0^{\infty} P_{\text{фр}} dt = \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4 + \lambda_5 + \lambda_6}, \quad \bar{T}_{\text{фр}} = \frac{1}{6\lambda}.$$

Если нагрузка в процессе обработки меньше в два раза предельной по критерию прочности, то работоспособное состояние характеризуется пятью зубьями.

Вероятность безотказности фрезы будет определяться по выражению

$$P_{\text{фр}}(t) = \sum P_j(t)P_k(t)P_l(t)P_m(t)P_n(t) - 5 \prod_{i=1}^6 P_i(t) \quad (5.37)$$

при $j = 1 \dots 6$; $k = 2 \dots 6, 1$; $l = 3 \dots 6, 1, 2$; $m = 4, 5, 6, 1, 2, 3$; $n = 5, 6, 1 \dots 4$.

При экспоненциальном законе распределения времени безотказной работы каждого зуба фрезы получаем:

$$\begin{aligned} P_{\text{фр}} = & e^{-(\lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4 + \lambda_5 + \lambda_6)t} + e^{-(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4 + \lambda_6)t} + \\ & + e^{-(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_4 + \lambda_5 + \lambda_6)t} + e^{-(\lambda_1 + \lambda_3 + \lambda_4 + \lambda_5 + \lambda_6)t} + \\ & + e^{-(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_5 + \lambda_6)t} + e^{-(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_4 + \lambda_5 + \lambda_6)t} - 5e^{-(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4 + \lambda_5 + \lambda_6)t}, \end{aligned} \quad (5.38)$$

где $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5, \lambda_6$ — соответственно, интенсивности отказов зубьев фрезы.

В более компактной форме:

$$P = \sum e^{-(\lambda_j + \lambda_k + \lambda_l + \lambda_m + \lambda_n)t} - 5e^{-\sum_{i=1}^6 \lambda_i t} \quad (5.39)$$

при $j = 1 \dots 6$; $k = 2 \dots 6, 1$; $l = 3 \dots 6, 1, 2$; $m = 4, 5, 6, 1, 2, 3$; $n = 5, 6, 1 \dots 4$.

Тогда средний период стойкости фрезы определяется по выражению

$$\bar{T}_{\text{фр}} = \int_0^{\infty} P_{\text{фр}} dt = \sum \frac{1}{\lambda_j + \lambda_k + \lambda_l + \lambda_m + \lambda_n} - 5 \frac{1}{\sum_{i=1}^6 \lambda_i}. \quad (5.40)$$

Если $\lambda_i \equiv \lambda$, то:

$$P_{\text{фр}} = 6e^{-5\lambda t} - 5e^{-6\lambda t}; \quad \bar{T}_{\text{фр}} = \frac{11}{30\lambda}. \quad (5.41)$$

Если нагрузка в процессе обработки меньше в три раза предельной по критерию прочности, то работоспособное состояние характеризуется четырьмя зубьями.

Вероятность безотказности фрезы будет определяться по выражению

$$\begin{aligned}
 P_{\text{фр}} = & P_1(t)P_2(t)P_3(t)P_4(t)P_5(t)P_6(t) + Q_1(t)P_2(t)P_3(t)P_4(t)P_5(t)P_6(t) + \\
 & + Q_2(t)P_1(t)P_3(t)P_4(t)P_5(t)P_6(t) + Q_3(t)P_1(t)P_2(t)P_4(t)P_5(t)P_6(t) + \\
 & + Q_4(t)P_1(t)P_2(t)P_3(t)P_5(t)P_6(t) + Q_5(t)P_1(t)P_2(t)P_3(t)P_4(t)P_6(t) + \\
 & + Q_6(t)P_1(t)P_2(t)P_3(t)P_4(t)P_5(t) + Q_1(t)Q_2(t)P_3(t)P_4(t)P_5(t)P_6(t) + \\
 & + Q_1(t)Q_3(t)P_2(t)P_4(t)P_5(t)P_6(t) + Q_1(t)Q_4(t)P_2(t)P_3(t)P_5(t)P_6(t) + \\
 & + Q_1(t)Q_5(t)P_2(t)P_3(t)P_4(t)P_6(t) + Q_1(t)Q_6(t)P_2(t)P_3(t)P_4(t)P_5(t) + \\
 & + Q_2(t)Q_3(t)P_1(t)P_4(t)P_5(t)P_6(t) + Q_2(t)Q_4(t)P_1(t)P_3(t)P_5(t)P_6(t) + \\
 & + Q_2(t)Q_5(t)P_1(t)P_3(t)P_4(t)P_6(t) + Q_2(t)Q_6(t)P_1(t)P_3(t)P_4(t)P_5(t) + \\
 & + Q_3(t)Q_4(t)P_1(t)P_2(t)P_5(t)P_6(t) + Q_3(t)Q_5(t)P_1(t)P_2(t)P_4(t)P_6(t) + \\
 & + Q_3(t)Q_6(t)P_1(t)P_2(t)P_4(t)P_5(t) + Q_4(t)Q_5(t)P_1(t)P_2(t)P_3(t)P_6(t) + \\
 & + Q_4(t)Q_6(t)P_1(t)P_2(t)P_3(t)P_5(t) + Q_5(t)Q_6(t)P_1(t)P_2(t)P_3(t)P_4(t),
 \end{aligned}$$

где $P_1(t)P_2(t)P_3(t)P_4(t)P_5(t)P_6(t)$ – вероятность безотказной работы всех зубьев фрезы; $Q_1(t), Q_2(t), Q_3(t), Q_4(t), Q_5(t), Q_6(t)$ – вероятность отказа зубьев; $Q_1(t)P_2(t)P_3(t)P_4(t)P_5(t)P_6(t)$ – вероятность отказа одного зуба при безотказной работе второго, третьего, четвертого, пятого и шестого зубьев.

В более компактной форме вероятность безотказности фрезы:

$$P_{\text{фр}}(t) = \sum [P_i(t)P_r(t)P_s(t)P_u(t)] - \sum [P_j(t)P_k(t)P_l(t)P_m(t)P_n(t)] + 10 \prod_{b=1}^6 P_b(t)$$

при $i = 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1, 2, 3; r = 2 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 4; s = 3 \dots 6, 1 \dots 4, 6, 1 \dots 6; u = 4, 5, 6, 1, 2, 3, 5, 6, 1 \dots 6, 1; j = 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6; k = 2 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 2; l = 3 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1, 2; m = 4, 5, 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1, 2, 3; n = 5, 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 4.$

При экспоненциальном законе распределения времени безотказной работы каждого зуба фрезы получаем:

$$P = \sum e^{-(\lambda_i + \lambda_r + \lambda_s + \lambda_u)t} - \sum e^{-(\lambda_j + \lambda_k + \lambda_l + \lambda_m + \lambda_n)t} + 10e^{-\sum_1^6 \lambda_{it}}. \quad (5.42)$$

Тогда средний период стойкости фрезы определяется:

$$\bar{T}_{\text{ср}} = \sum \left(\frac{1}{\lambda_i + \lambda_r + \lambda_s + \lambda_u} \right) - \sum \left(\frac{1}{(\lambda_j + \lambda_k + \lambda_e + \lambda_m + \lambda_n)} \right) + \frac{10}{\sum_{i=1}^6 \lambda_i}.$$

Если $\lambda_i \equiv \lambda$, то:

$$P_{\text{фр}} = 15e^{-4\lambda t} - 24e^{-5\lambda t} + 10e^{-6\lambda t}; \quad \bar{T}_{\text{фр}} = \frac{37}{60\lambda}. \quad (5.43)$$

Если нагрузка в процессе обработки меньше в четыре раза предельной по критерию прочности, то работоспособное состояние характеризуется тремя зубьями.

Вероятность безотказности фрезы будет определяться по выражению

$$P_{\text{фр}}(t) = \sum [P_i(t)P_r(t)P_s(t)] - 3 \sum [P_j(t)P_k(t)P_e(t)P_m(t)] + \\ + 6 \sum [P_n(t)P_u(t)P_s(t)P_g(t)P_c(t)] - 10 \prod_{q=1}^6 P_q(t)$$

при $i = 1...6, 1...6, 1...6, 1, 2$; $r = 2...6, 1...6, 1, 3...6, 1...4$; $s = 3...6, 1, 2, 4...6, 1...6, 1...3, 5, 6$; $j = 1...6, 1...6, 1...3$; $k = 2...6, 1...6, 1...4$; $l = 3...6, 1...6, 1, 2, 4...6$; $m = 4...6, 1...3, 5, 6, 1...6, 1$; $n = 1...6$; $u = 2...6, 1$; $s = 3...6, 1, 2$; $g = 4...6, 1...3$; $c = 5, 6, 1...4$.

При экспоненциальном законе распределения времени безотказной работы каждого зуба фрезы получаем:

$$P_{\text{фр}} = \sum e^{-(\lambda_i + \lambda_r + \lambda_s)t} - 3 \sum e^{-(\lambda_j + \lambda_k + \lambda_l + \lambda_m)t} + \\ + 6e^{-(\lambda_n + \lambda_u + \lambda_s + \lambda_g + \lambda_c)t} - 10 \sum_{q=1}^6 e^{-(\lambda_q)t}. \quad (5.44)$$

Тогда средний период стойкости фрезы определяется по выражению

$$T_{\text{ср}} = \sum \frac{1}{\lambda_i + \lambda_r + \lambda_s} - 3 \sum \frac{1}{\lambda_j + \lambda_k + \lambda_e + \lambda_m} + \\ + 6 \sum \frac{1}{\lambda_n + \lambda_u + \lambda_s + \lambda_j + \lambda_e} - 10 \frac{1}{\sum_{q=1}^6 \lambda_q}.$$

Если $\lambda_i \equiv \lambda$, то:

$$P_{\text{фр}} = 20e^{-3\lambda t} - 45e^{-4\lambda t} + 36e^{-5\lambda t} - 10e^{-6\lambda t}; \quad \bar{T}_{\text{фр}} = \frac{57}{60\lambda}. \quad (5.45)$$

Если работоспособное состояние сохраняется при отказе четырех не рядом стоящих зубьев:

$$P_{\text{фр}}(t) = P_2(t)P_4(t)P_6(t) + \sum (P_i(t)P_j(t)) - \sum (P_k(t)P_e(t)P_m(t)P_n(t)) + \\ + (P_o(t)P_r(t)P_s(t)P_n(t)P_f(t))$$

при $i = 1 \dots 3$; $j = 4 \dots 6$; $k = 1 \dots 6$; $l = 2 \dots 4, 6, 6, 2$; $m = 4 \dots 6, 1 \dots 3$;
 $n = 5, 6, 1, 2, 4, 4$; $o = 1, 2, 2$; $r = 2 \dots 4$; $s = 3 \dots 5$; $u = 4 \dots 6$; $f = 6, 6, 1$.

При экспоненциальном законе распределения времени безотказной работы каждого зуба фрезы получаем:

$$P = e^{-(\lambda_2 + \lambda_4 + \lambda_6)t} + \sum e^{-(\lambda_i + \lambda_j)t} - \sum e^{-(\lambda_k + \lambda_l + \lambda_m + \lambda_n)t} + \\ + \sum e^{-(\lambda_o + \lambda_r + \lambda_s + \lambda_u + \lambda_f)t}$$

при $i = 1 \dots 3$; $j = 4 \dots 6$; $k = 1 \dots 6$; $l = 2 \dots 4, 6, 6, 2$; $m = 4 \dots 6, 1 \dots 3$;
 $n = 5, 6, 1, 2, 4, 4$; $o = 1, 2, 2$; $r = 2 \dots 4$; $s = 3 \dots 5$; $u = 4 \dots 6$; $f = 6, 6, 1$.

Тогда средний период стойкости фрезы определяется:

$$T_{\text{ср}} = \sum \frac{1}{\lambda_2 + \lambda_4 + \lambda_6} + \sum \frac{1}{\lambda_j + \lambda_i} - \sum \frac{1}{\lambda_k + \lambda_e + \lambda_m + \lambda_n} + \\ + \sum \frac{1}{\lambda_o + \lambda_r + \lambda_s + \lambda_n + \lambda_j}.$$

Если $\lambda_i \equiv \lambda$, то:

$$P_{\text{фр}} = e^{-3\lambda t} - 6e^{-4\lambda t} + 3e^{-5\lambda t} + 3e^{-2\lambda t}; \quad \bar{T}_{\text{фр}} = \frac{14}{15\lambda}. \quad (5.46)$$

Для определения стратегии замены отказавших режущих элементов фрез введем понятие кратности резервирования k :

$$k = \frac{Z - Z_m}{Z_m},$$

где Z – число зубьев фрезы; Z_m – число отказавших зубьев.

В зависимости от необходимого уровня надежности фрезы выбирается стратегия замены ее режущих элементов. Повышение надежности путем замены одного отказавшего зуба приводит к недоиспользованию ресурса фрезы, повышению суммарных затрат (табл. 5.2).

Таблица 5.2

Результаты расчета вероятности безотказности

Число зубьев фрезы	Вероятность безотказной работы				
	Работоспособное состояние	Расчетные зависимости	λt		
			0,5	0,75	1,0
Z = 4	При рабочем состоянии всех зубьев	$P = e^{-\sum_{i=1}^4 \lambda_i t}$	0,13522	0,04972	0,01828
	При рабочем состоянии трех зубьев	$P = 4e^{-\sum(\lambda_i + \lambda_j + \lambda_k)t} - 3e^{-\sum_{i=1}^4 \lambda_i t}$ при $i = 1,2,3,4;$ $j = 2,3,4,1;$ $k = 3,4,1,2$	0,48628	0,272	0,144
	При рабочем состоянии двух зубьев	$P = \sum e^{-(\lambda_i + \lambda_j)t} - 2\sum e^{-(\lambda_k + \lambda_l + \lambda_m)t} + 3e^{-\sum_{i=1}^4 \lambda_i t}$	0,8288	0,6734	0,4683
Z = 6	При рабочем состоянии одного зуба	$P = \sum_{i=1}^4 e^{-\lambda_i t} - \sum e^{-(\lambda_j + \lambda_k)t} + \sum e^{-(\lambda_l + \lambda_m + \lambda_n)t} - e^{-\sum_{i=1}^4 \lambda_i t}$ при $j = 1,2,3,4,1,2;$ $k = 2,3,4,1,3,4;$ $l = 1,2,3,4; m = 2,3,4,1;$ $n = 3,4,1,2.$	0,976	0,9224	0,8402
	При рабочем состоянии двух противоположных зубьев	$P = e^{-\sum_{i=1}^4 \lambda_i t} + \sum e^{-(\lambda_j + \lambda_k)t}$ при $j = 1,2;$ $k = 3,4$	0,600	0,396	0,252

Число зубьев фрезы	Вероятность безотказной работы				
	Работоспо- собное состояние	Расчетные зависимости	λt		
Z = 6	При рабо- чем состоя- нии всех зубьев	$P = e^{-\sum_{i=1}^6 \lambda_i t}$	0,04973	0,01109	0,00247
	При рабо- чем состоя- нии пяти зубьев	$P = \sum e^{-(\lambda_j + \lambda_k + \lambda_l + \lambda_m + \lambda_n)t} - 5e^{-\sum_{i=1}^6 \lambda_i t}$ при $j = 1 \dots 6; k = 2 \dots 6, 1;$ $l = 3 \dots 6, 1, 2; m = 4, 5, 6, 1, 2, 3;$ $n = 5, 6, 1 \dots 4$	0,24337	0,08543	0,02797
	При рабо- чем состоя- нии четы- рех зубьев	$P = \sum e^{-(\lambda_i + \lambda_r + \lambda_s + \lambda_u)t} -$ $-\sum e^{-(\lambda_j + \lambda_k + \lambda_l + \lambda_m + \lambda_n)t} + 10e^{-\sum_{i=1}^6 \lambda_i t}$ при $i = 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1, 2, 3;$ $r = 2 \dots 6, 1 \dots 6, 1, 2, 4;$ $s = 3 \dots 6, 1 \dots 4, 6, 1 \dots 6;$ $u = 4, 5, 6, 1, 2, 3, 5, 6, 1 \dots 6, 1;$ $j = 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6;$ $k = 2 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 2;$ $l = 3 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 2;$ $m = 4, 5, 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 2, 3;$ $n = 5, 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 4$	0,55759	0,29318	0,1376
	При рабо- чем состоя- нии трех зубьев	$P = \sum e^{-(\lambda_i + \lambda_r + \lambda_s)t} -$ $-\sum 3e^{-(\lambda_j + \lambda_k + \lambda_l + \lambda_m)t} +$ $+\sum 6e^{-(\lambda_n + \lambda_u + \lambda_s + \lambda_g + \lambda_c)t} -$ $-10e^{-\sum_{i=1}^6 \lambda_i t}$ при $i = 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1, 2;$ $r = 2 \dots 6, 1 \dots 6, 1, 3 \dots 6, 1 \dots 4;$ $s = 3 \dots 6, 1, 2,$ $4 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 3, 5, 6;$ $j = 1 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 3;$ $k = 2 \dots 6, 1 \dots 6, 1 \dots 4;$ $l = 3 \dots 6, 1 \dots 6, 1, 2, 4 \dots 6;$ $m = 4 \dots 6, 1 \dots 3, 5, 6, 1 \dots 6, 1;$ $n = 1 \dots 6; u = 2 \dots 6, 1;$ $s = 3 \dots 6, 1, 2; g = 4 \dots 6, 1 \dots 3;$ $c = 5, 6, 1 \dots 4$	0,8295	0,60279	0,389

Число зубьев фрезы	Вероятность безотказной работы				
	Работоспособное состояние	Расчетные зависимости	λt		
$Z = 6$	При рабочем состоянии двух не рядом стоящих зубьев	$P = e^{-(\lambda_2 + \lambda_4 + \lambda_6)t} +$ $+ \sum e^{-(\lambda_i + \lambda_j)t} -$ $- \sum e^{-(\lambda_k + \lambda_l + \lambda_m + \lambda_n)t} +$ $+ \sum e^{-(\lambda_o + \lambda_r + \lambda_s + \lambda_u + \lambda_f)t}$ <p>при $i = 1 \dots 3; j = 4 \dots 6;$ $k = 1 \dots 6; l = 2 \dots 4, 6, 6, 2;$ $m = 4 \dots 6, 1 \dots 3;$ $n = 5, 6, 1, 2, 4, 4; o = 1, 2, 2;$ $r = 2 \dots 4; s = 3 \dots 5; u = 4 \dots 6;$ $f = 6, 6, 1$</p>	0,76083	0,54633	0,36581

5.6. Технологические методы повышения надежности сборного инструмента

Исследованию технологической надежности режущего инструмента посвящено большое количество работ ([2], [10], [121]–[124] и др.). Часто для оценки надежности выбираются параметры, влияющие на работоспособность инструмента по предлагаемому критерию, которые называют определяющими параметрами.

Обобщая полученные результаты, можно выделить следующие принципы обеспечения требуемого уровня надежности сборного инструмента [15]:

- уменьшение количества определяющих параметров, влияющих на надежность инструмента;
- сокращение взаимовлияния определяющих параметров;
- повышение уровня резервирования.

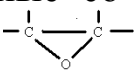
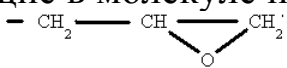
Первые два принципа можно обеспечить технологическими методами дополнительной обработки или нанесением покрытий.

5.6.1. Формирование покрытий на основе полимеров

Изучению свойств полимеров и композиций на их основе с целью определения путей их оптимального использования в качестве покрытий, в том числе фрикционного назначения, посвящен целый ряд научных исследований как за рубежом, так и у нас в стране.

Анализ работ ([17], [125]–[160] и др.), посвященных исследованию свойств полимеров, показывает, что они зависят не только от основного связующего, но также от наполнителей и пластификаторов и при определенных сочетаниях компонентов могут быть применены для создания материалов различного назначения. В каждом конкретном случае эксплуатации элементов систем инструментального обеспечения требуются полимерные материалы с заданными физико-механическими и технологическими свойствами, обеспечивающими нужный ресурс узлов и элементов. Как показывает анализ, отдельные свойства композиционных материалов на основе полимеров расширяют возможности применения инструментальной оснастки.

В ряде работ ([129], [131], [132], [138]–[142]) авторами приводятся сравнительные характеристики полимерных материалов, по которым можно определить их физико-механические и физико-химические свойства.

Эпоксидные смолы – реакционноспособные олигомерные соединения, содержащие в молекуле не менее двух эпоксидных или глицидиловых  или глицидиловых  групп, способных под действием отвердителей превращаться в полимеры сетчатого строения. Введением в эпоксидные смолы добавок различных модификаторов, разбавителей и наполнителей можно получить множество эпоксидных композиций.

Среди множества эпоксидных смол наибольшую долю (90 %) составляют диановые эпоксидные смолы (марок ЭД-14, ЭД-16, ЭД-40 и т. д.), отличающиеся по молекулярной массе и содержанию эпоксидных групп. Невысокая стоимость диановых эпоксидных смол и возможность их отверждения при комнатной температуре обусловили широкое применение их в виде разнообразных композиций в промышленности.

Для получения высокопрочных материалов с требуемым комплексом свойств и для решения многих других задач целесообразно использование полимеризационноспособных олигомеров, которые отверждаются без выделения побочных продуктов. В работе применены непредельные олигоэфиролы (составляющие основу ненасыщенных полиэфирных смол), олигоэфирэпоксиды (составляющие основу эпоксидных смол) и олигоэфиракрилаты, которые используются в качестве компонентов и модификаторов для эпоксидных, полиэфирных и других полимерных композиций. Однако модификация эпоксидных

смола фенолформальдегидными смолами, а также использование многих других модификаторов в составе эпоксидных компаундов и связующих требует обязательного нагревания для расплавления и смешивания модификаторов со смолой и для проведения процесса отверждения полученных композиций. Поэтому особый интерес представляет модификация эпоксидных смол, позволяющая осуществлять приготовление композиций и ее отверждение без специального подвода тепла.

В представленной работе в качестве таких модификаторов, способных к образованию пространственно-сшитых полимеров с эпоксидными смолами, выбирались ненасыщенные олигоэфирные – полиэфирные смолы [132], [134]–[136], [143]–[146]. Такие композиции имеют ряд преимуществ по сравнению с материалами, получаемыми при отдельном использовании этих олигомеров.

Как показали результаты исследований, эпоксидно-олигоэфирные смеси отличаются низкой вязкостью, обеспечивающей хорошую пропитку наполнителей и возможность получения высоконаполненных композиций, а также высокой реакционной способностью, повышенными прочностными показателями и более высокой термостойкостью; по сравнению с олигоэфирными композициями они обладают более высокими химической стойкостью и термостойкостью.

Ненасыщенные полиэфирные смолы используются главным образом в качестве связующего холодного и горячего отверждения [132]. Они относятся к числу термореактивных материалов с весьма ценным комплексом свойств: небольшой вязкостью, способностью к отверждению не только при повышенной, но и при комнатной температуре без выделения летучих продуктов, хорошими механическими свойствами в отвержденном состоянии, высокой стойкостью к действию воды, кислот, масел и других сред. Кроме того, полиэфирные смолы являются сравнительно дешевым продуктом, что в ряде случаев делает материалы на их основе конкурентоспособными.

Значительную долю ненасыщенных полиэфиров, составляющих основу полиэфирных смол, представляют собой продукты поликонденсации гликолей с малеиновым и фталевым ангидридами. Введение последнего в состав полиэфиров придает отвержденным материалам хорошие механические свойства.

В качестве гликолей используют главным образом этиленгликоль, пропиленгликоль и диэтиленгликоль. В качестве мономера растворителя использовали стирол, что обусловлено его низкой стоимо-

стью, хорошей совместимостью, малой вязкостью стирольных растворов полиэфиров и умеренной усадкой при их отверждении, хорошими механическими свойствами отвержденных смол.

Выпускаемые полиэфирные смолы по свойствам и назначению могут классифицироваться следующим образом:

- смолы общего назначения ПН-1 и ПН-2. Полиэфирные смолы общего назначения имеют в отвержденном состоянии достаточно высокие прочные характеристики, особенно при комнатной температуре. Однако их теплостойкость обычно невелика (80–130 °С по Вика);

- смолы с повышенной теплостойкостью ПН-3, ЗСП-2, ПНЦ. Характеризуются теплостойкостью, превышающей 150–170 °С (по Вика);

- смолы повышенной эластичности ПР-69, ПР-100 и т. д. Применяют главным образом для заливки и пропитки различных деталей. Смола имеет пониженную вязкость, а в отвержденном состоянии – большое относительное удлинение при разрыве, высокую стойкость к ударным нагрузкам и вибрациям.

Полиэфирные покрытия отличаются хорошей адгезией к различным материалам. При отверждении полиэфирных смол использовали инициаторы в виде перекисей бензола ПБ-1, ПБ-2; метилэтилкетона ПМЭК; циклогексанона ПЦГ. Для отверждения в интервале температур 0–30 °С вводились различные ускорители: НК (раствора нафтената кобальта в стироле), БНК (раствор нафтената кобальта в триметакрилате триэтаноламине), У-100 (раствор тетрароданокобальта аммония в диметилфталате), ускоритель В (раствор пятиокси ванадия в кислом дибутилфталате), АК (раствор нафтената кобальта в ТМГФ-11), К-1 (нафтенат кобальта). Под действием ускорителя инициатор образует свободные радикалы, вызывающие рост цепи и сшивание звеньев $-CH=CH-$ полиэфира аналогичными звеньями мономера. Окончательно в качестве ускорителя выбран раствор нафтената кобальта в стироле.

Системы на основе перекисей метилэтилкетона и циклогексанона, гипериза и кобальтового ускорителя используют для отверждения при температурах не ниже 15 °С и относительной влажности воздуха не менее 85 %. При использовании перекиси бензола в сочетании с третичными сменами отверждение можно производить при любой положительной температуре.

В известных полиэфирно-эпоксидных композициях на основе диановых эпоксидных смол, модифицированных полиэфирными смолами, последние в основном выполняют функции пластификаторов,

а химическое взаимодействие их в процессе отверждения с эпоксидными олигомерами может идти лишь за счет взаимодействия концевых гидроксильных и карбоксильных групп полиэфиров с эпоксидными группами [132], [143].

Эпоксидные смолы в процессе холодного отверждения, т. е. без подвода тепла, способны взаимодействовать с аминсоединениями без выделения побочных продуктов по механизмам полиприсоединения или полимеризации. В результате этих реакций происходит разрыв трехчленного эпоксидного кольца и эпоксидные олигомеры превращаются в отвержденные полимеры с минимальной усадкой. Отвержденные эпоксидные смолы на холоду по механизму полиприсоединения протекают под действием первичных (RNH_2) или вторичных (R_2NH) аминов и приводят к образованию пространственно-сшитых трехмеров. В результате последующей термообработки может произойти дополнительно поперечное сшивание за счет поликонденсации образовавшихся гидроксильных групп, приводящей к образованию трехмера с большой плотностью сшивки. В качестве отвердителя холодного отверждения такого типа применяется полиэтиленполиамин (ПЭПА).

Эпоксиполиэфирные композиции характеризуются большой эластичностью по сравнению со смолами ЭД-5 и ЭД-6, хорошей механической прочностью и влагостойкостью; их теплостойкость ниже, чем у немодифицированных смол, и снижается с увеличением содержания полиэфира в композиции. Эпоксиполиэфирные композиции отверждались главным образом аминами – ПЭПА, ГМДА, МФДА.

В экспериментах использовали также композиции К-115 и К-201, получаемые при модификации смолы ЭД-5 полиэфиром МТФ-9. Для достижения стабильных оптимальных свойств образцы подвергали дополнительной термообработке. В качестве отвердителя применяли сложные амины (20–25 вес. ч.) и низкомолекулярные полиамиды Л-19 и Л-20 (40–100 вес. ч.). Смещение вязкой эпоксидной смолы с менее вязкой полиэфирной смолой позволяет значительно снизить вязкость эпоксидных композиций. Полиэфирная и эпоксидная смолы образуют при смешении однородный раствор, не расслаивающийся при последующем хранении.

В составе композиционного материала, в соответствии с литературными данными и предварительно проведенными экспериментами, а также требуемыми свойствами контактных поверхностей, использовали: эпоксидную смолу (ЭД-40), полиэфирную смолу (ПЭ-265), полиамид (Л-20), ускоритель, наполнитель, 3%-й раствор парафина

в стироле (марки Б) и инициатор (гидроперекись изопропилбензола) [17], [161], [162]. Эпоксидную смолу использовали в качестве связующего, так как она обладает высокой адгезией к металлам, малой усадкой в процессе отверждения, достаточно высокой прочностью и жесткостью.

Условная вязкость полиэфирной смолы по вискозиметру ВЗ-4 при температуре $293 \pm 0,5$ К составляла 32–40 с.

Для отверждения и пластифицирования материала применяли полиамид Л-20, вязкость которого при температуре 293 К равнялась 7–10 Па · с. Данный отвердитель применяется для отверждения эпоксидных смол.

Для отверждения полиэфирной смолы была использована гидроперекись изопропилбензола (гипериз) ГПК-1, которая содержит 7,43 % активного кислорода и представляет собой 94–96%-ю жидкость, плотность которой составляет $1,06 \cdot 10^3$ кг/м³. Процесс отверждения полиэфирных смол, содержащих стирол, занимает 10–15 суток. Поэтому для сокращения срока отверждения в состав материала вводили ускоритель нафтенат кобальта.

В качестве наполнителя использовали материалы, обладающие высокой твердостью и абразивной способностью, к таким материалам относятся электрокорунды и карбиды кремния. Размер частиц порошка наполнителя δ выбирали по предварительно проведенным экспериментам и принимали равным $(0,09-0,1)\Delta$, где Δ – отклонение от плоскостности контактных поверхностей [163].

Методом инфракрасной спектроскопии контролировали структурные изменения, происходящие в эпоксидном связующем в процессе структурирования, ИК-спектры регистрировали при помощи двухлучевого спектрометра UR-20 по прямому и дифференциальному методу [17], [145], [146]. Для снятия спектра на «просвет» оптимальную толщину полимерных материалов (пленок) определяли по литературным данным и готовили по специальным методикам. Основная сложность получения тонких пленок для проведения экспериментов заключалась в том, что необходимо тщательное перемешивание компонентов материала для получения однородного состава. В процессе перемешивания материал активно насыщался воздухом, который влиял на точность эксперимента (рис. 5.32).

Толщина пленки соизмерима с зернистостью наполнителя. Как видно на рис. 5.32, а, темными пятнами показана плотность воздушных включений. Для получения экспериментальных образцов необ-

ходимо, чтобы наполнитель равномерно распределялся по толщине пленки и находился во взвешенном состоянии между слоями смолы.

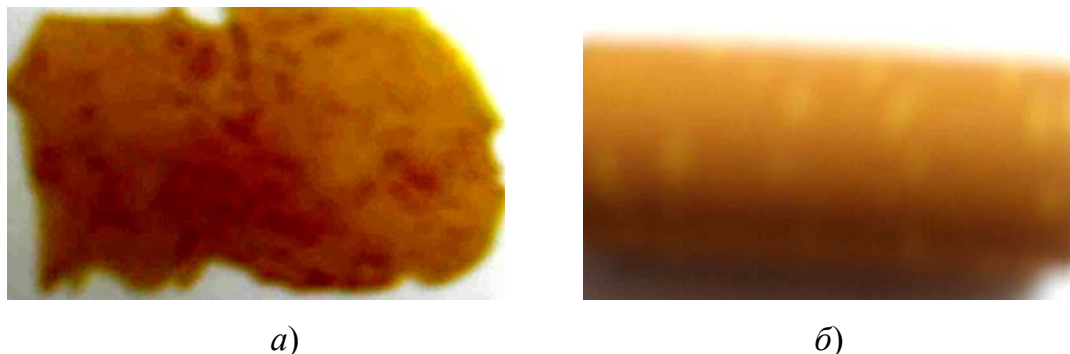


Рис. 5.32. Образцы пленок для проведения экспериментов:
a – по типовой методике; *б* – с наложением вибраций

Реализовать это можно с использованием дополнительных полей, наложенных на образец, или с использованием вакуума [147]. Определить параметры такой установки можно после предварительной теоретической оценки. Теоретическую оценку выполнили с использованием теории механических цепей. Расчетная схема представлена на рис. 5.33.

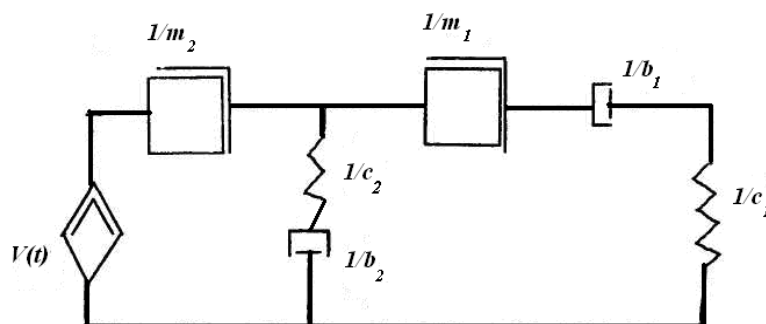


Рис. 5.33. Расчетная схема

Виброперемещения дополнительной массы m_2 определялись по следующему выражению:

$$u_2 = \left(1 - \frac{\omega^2 m_1}{c_2 + ib_2 \omega}\right) u_1 + N_1 \left(1 - \frac{\omega^2 m_1}{c_2 + ib_2 \omega}\right) \frac{1}{c_1 + ib_1 \omega}, \quad (5.47)$$

где $N_1 = -\frac{au_1}{ak + d}$; $a = -\omega^2 m_2 - \omega^2 m_1 d$; $k = \frac{1}{c_1 + ib_1 \omega}$; $d = 1 - \frac{\omega^2 m_2}{c_2 + ib_2 \omega}$.

Приняв значения u_2 и m_2 , получили ряд значений перемещений опоры. Частота перемещений составила 3000 Гц. Выбрав двигатель с аналогичной частотой, выбрали закрепляемую на валу массу. На корпус двигателя закрепили плиту, на которой изготавливали образцы.

Форма и размеры абразивных зерен широко исследованы [164], однако большая часть исследований посвящена созданию плоской модели нового, не участвовавшего в процессе резания, зерна. Согласно ГОСТ 3647–80 о размере зерна судят по его ширине или полусумме длины и ширины. Одного или даже двух линейных размеров явно недостаточно для получения объективных данных о размере и форме зерна.

Геометрия и форма абразивных зерен сложна из-за неправильной формы обломков кристаллов, полученных различными методами дробления кристаллов. Для анализа таких зерен необходимо экспериментально изучить размеры, форму геометрии их с целью замены в конечном итоге таких «неопределенных» зерен зернами эквивалентной формы, поддающимися математическому описанию. Такая операция связана с упрощением геометрических параметров и утратой некоторых физических свойств реальных зерен.

Известны следующие случаи допущения [164]: абразивные зерна приводят к форме шара; абразивные зерна заменяют эллипсоидом вращения с постоянным соотношением полуосей; абразивные зерна заменяют эквивалентным кубом либо призмой. Различные методики замены реальных зерен эквивалентными порождают достаточно большое количество расчетных форм, не равноценных по своей значимости. Как правило, такие исследования проводились с целью анализа процесса резания, и исследователи помимо размеров зерен исследовали радиусы округления, количество острых углов и их значения.

Для определения зернового состава методом квартирования отбирали две пробы массой 4–5 г. После чего их тщательно перемешивали на стекле и распределяли полоской длиной 70–80 мм, шириной 10 мм. Полоску делили на 7–8 частей в поперечном направлении. Каждую четную часть удаляли. Оставшиеся части перемешивали и снова сокращали их объем тем же способом до 0,5 г. Из конечной пробы взяли часть абразивного материала для проведения измерений. Объем выборки составил 250 абразивных зерен. Отобранные зерна распределяли равномерно по охватываемой объективом поверхности предметного стекла таким образом, чтобы они не соприкасались и не перекрывали друг друга. Линейные размеры зерен (длина, ширина, высота) измерялись в трех вза-

имно перпендикулярных направлениях. Измерение длины и ширины абразивных зерен производилось с помощью микроскопа Р17 в проходящем свете с общим увеличением в 26 раз. С помощью цифрового фотоаппарата получали фотографии абразивных зерен (рис. 5.34). Измерение длины и ширины зерна производили по фотографии в программе AutoCAD. Масштабный коэффициент определяли по фотографии концевой меры длины размером 1 мм, расположенной на предметном столике микроскопа между двумя более широкими концевыми мерами. Схема измерения линейных размеров абразивного зерна показана на рис. 5.35. За длину принимался размер, равный наибольшему расстоянию между двумя точками на проекции абразивного зерна. За ширину принимался размер, перпендикулярный длине с учетом выступающих точек.

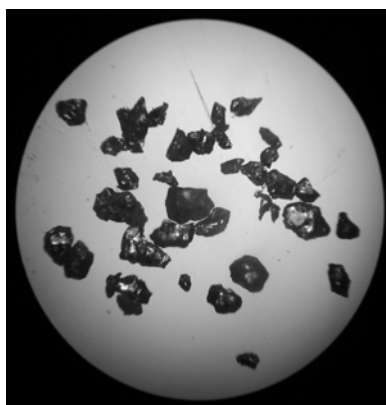


Рис. 5.34. Зерна электрокорунда белого 23А40 в проходящем свете ($\times 26$)

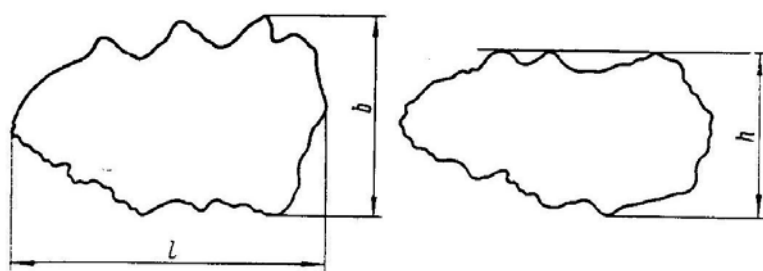


Рис. 5.35. Схема измерения линейных параметров зерна

5.6.1.1. Получение вероятностной модели абразивных зерен. Результаты измерения ширины, длины и высоты 250 абразивных зерен приведены в табл. 5.3, они разбиты на шестнадцать диапазонов для построения гистограмм распределения указанных параметров (рис. 5.36–5.38).

Таблица 5.3

**Сводная таблица обработки экспериментальных данных
по установлению законов распределения параметров абразивных зерен**

Вероятность	Длина		Ширина		Высота	
	min	max	min	max	min	max
0,02	80	530	50	490	60	370
0,04	230	530	150	390	60	310
0,06	230	530	150	320	90	250
0,08	280	530	150	320	110	250
0,1	280	430	190	290	110	200
0,12	280	430	220	290	140	170
0,14	330	430	250	290	140	170

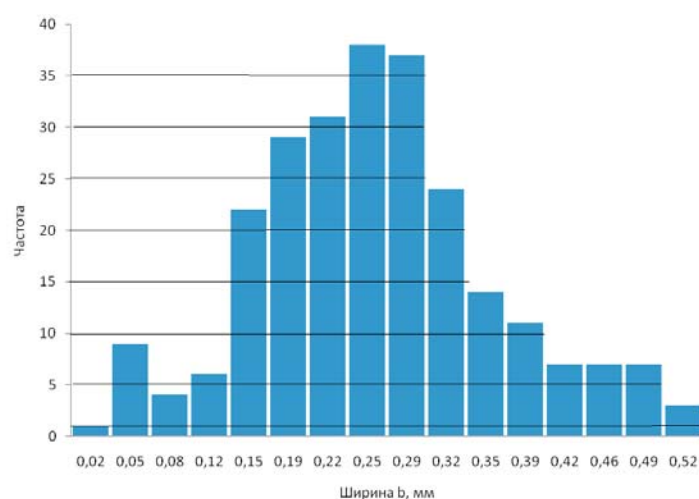


Рис. 5.36. Гистограмма распределения ширины абразивных зерен

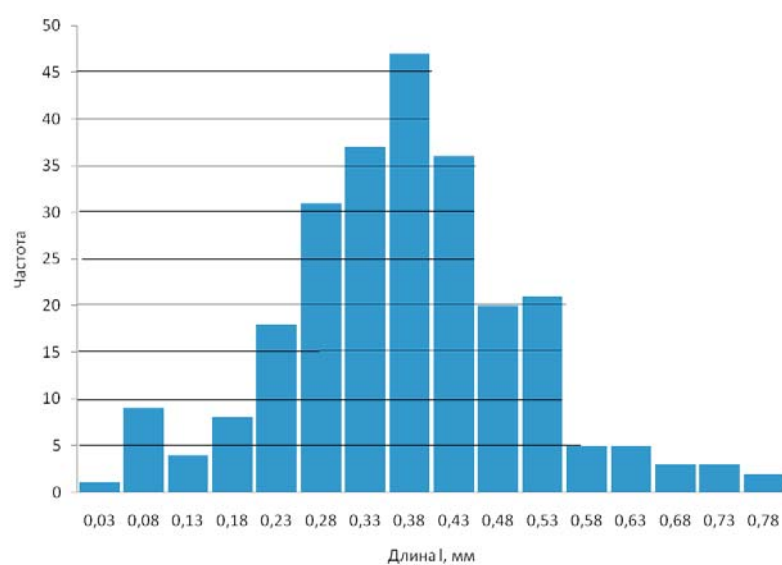


Рис. 5.37. Гистограмма распределения длины абразивных зерен

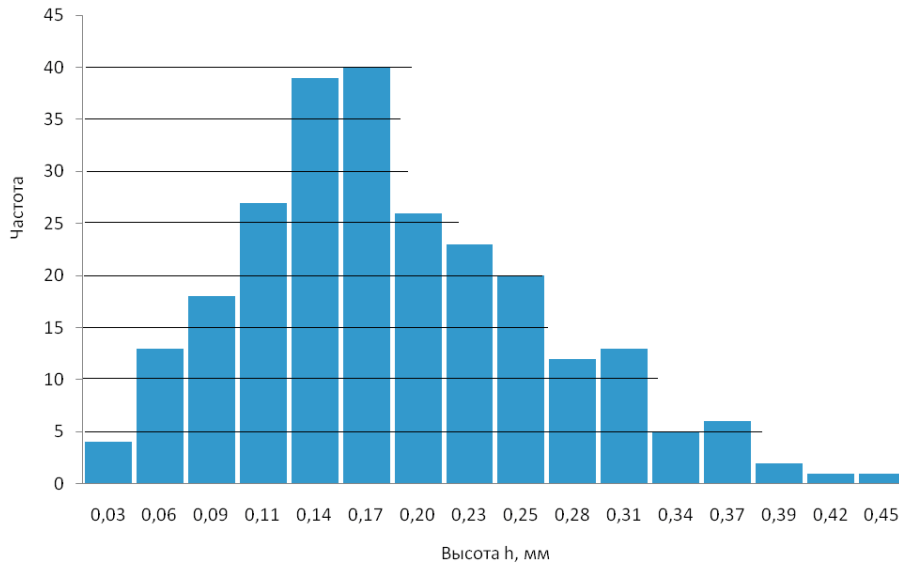


Рис. 5.38. Гистограмма распределения высоты абразивных зерен

Проверку гипотезы о нормальном распределении исследуемых параметров производили по критерию согласия χ^2 при уровне значимости 0,05. Обработку экспериментальных данных производили с помощью табличного редактора Excel [165].

$$\varphi(l) = 2,98 \exp \left[-\frac{(l_i - 0,347)^2}{0,036} \right], \quad (5.48)$$

где l_i – текущее значение длины.

$$\varphi(b) = 3,874 \exp \left[-\frac{(b_i - 0,244)^2}{0,022} \right], \quad (5.49)$$

где b_i – текущее значение ширины.

$$\varphi(h) = 5,051 \exp \left[-\frac{(h_i - 0,167)^2}{0,003} \right], \quad (5.50)$$

где h_i – текущее значение высоты.

Затем проводили исследования физико-механических свойств композиционных материалов.

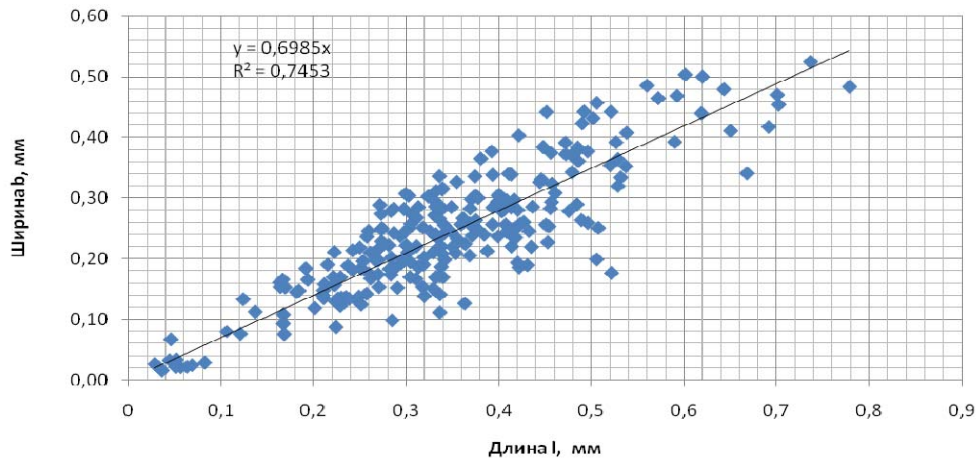


Рис. 5.39. Графики разброса и уравнения корреляционной зависимости между длиной и шириной зерен

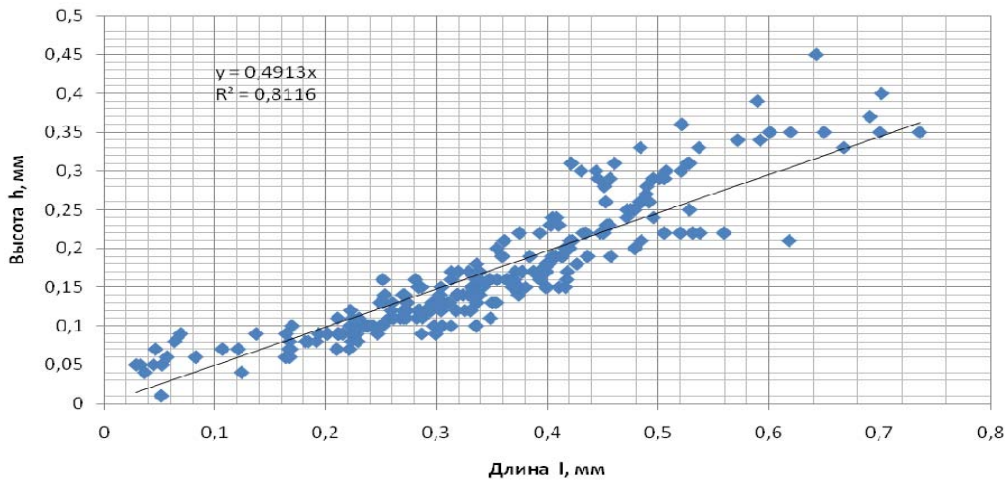


Рис. 5.40. Графики разброса и уравнения корреляционной зависимости между длиной и высотой зерен

Центральный ротатабельный план второго порядка составляли по известной методике полного факторного эксперимента типа $k = 2^3$, шести опытов в «звездных точках» и шести опытов в центре плана. Величина «звездного плеча» составила 1,682. Согласно плану эксперимента было проведено 20 опытов [17].

В качестве варьируемых параметров при исследовании по пределам прочности и текучести были приняты: содержание эпоксидной смолы, содержание полиэфирной смолы и содержание наполнителя. В качестве наполнителя использовался порошок электрокорунда белого 24А зернистостью 40СМ и стальная стружка из 25ХГТ.

Результаты экспериментов представлены на рис. 5.41.

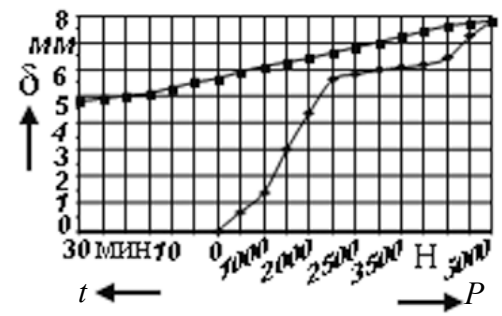
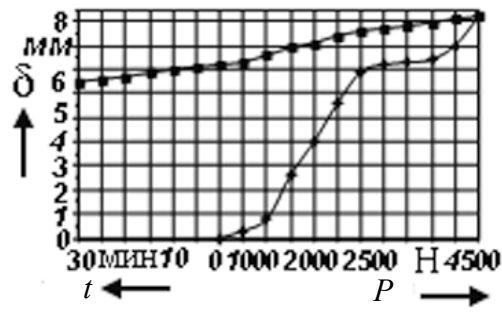
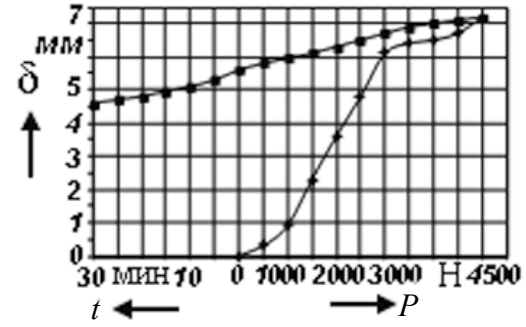
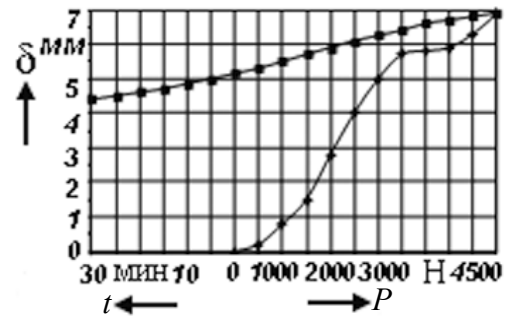
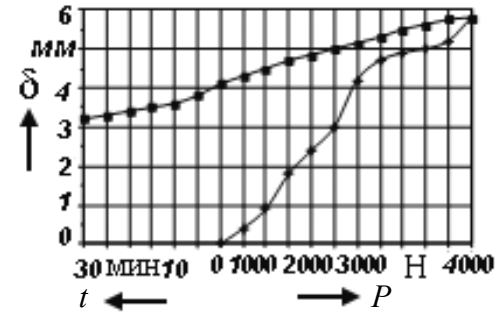
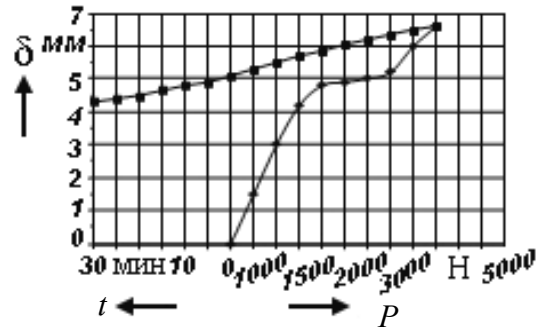
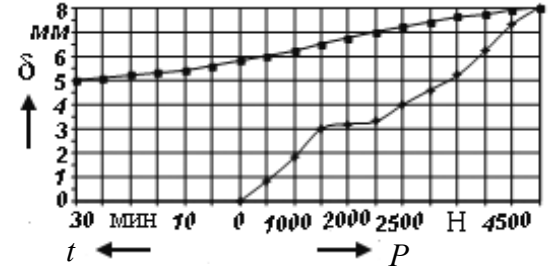
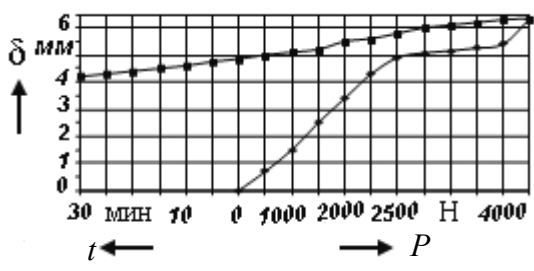


Рис. 5.41. Графики влияния нагрузки на перемещения образцов:
 (номера 1–8 опытов экспериментов; продолжение
 и окончание см. на с. 207 и 208)

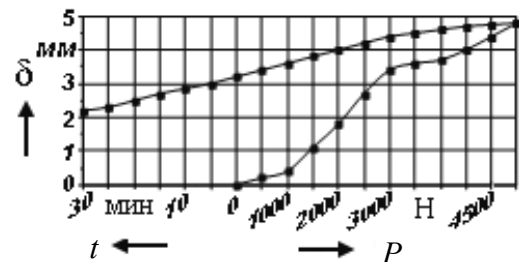
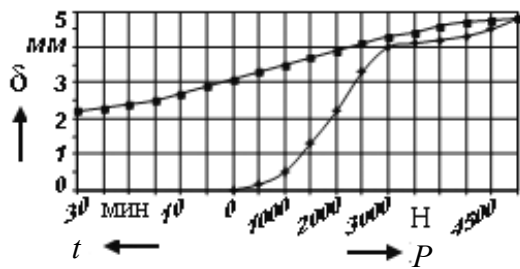
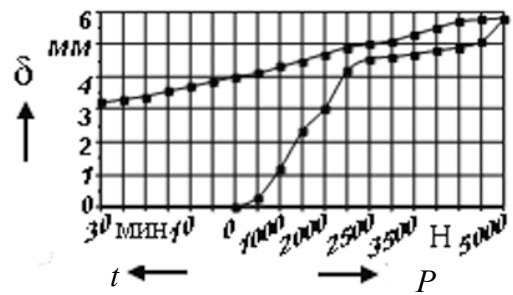
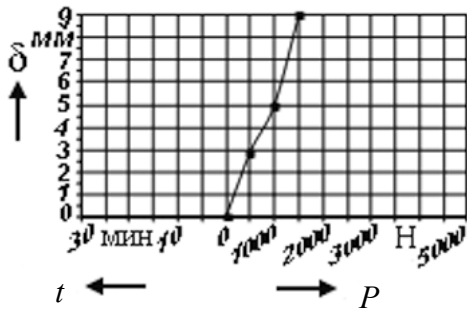
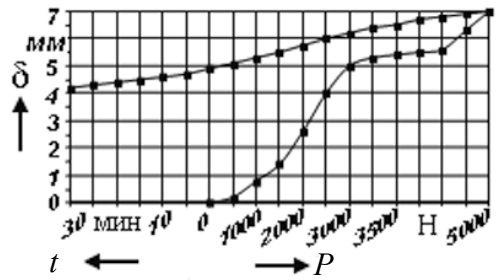
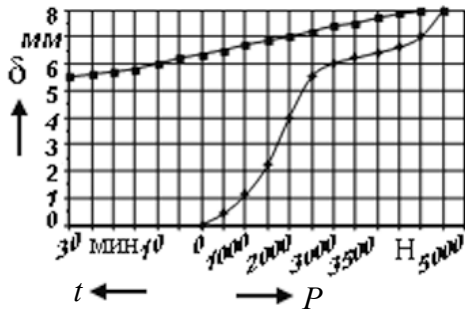
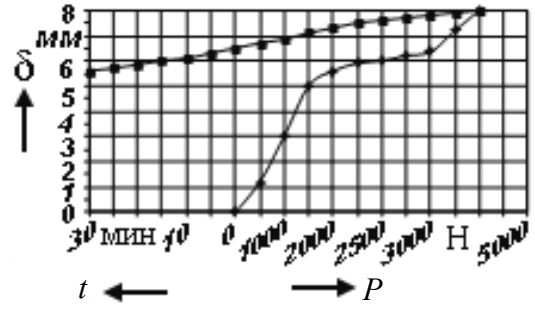
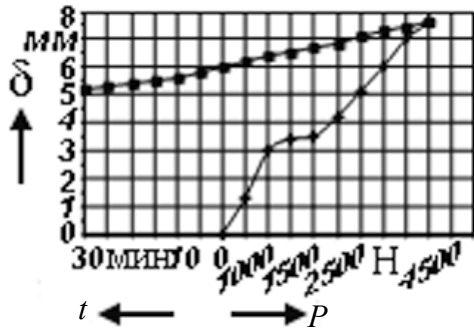


Рис. 5.41. Продолжение (номера 9–16 опытов экспериментов; начало см. на с. 206, окончание – на с. 208)

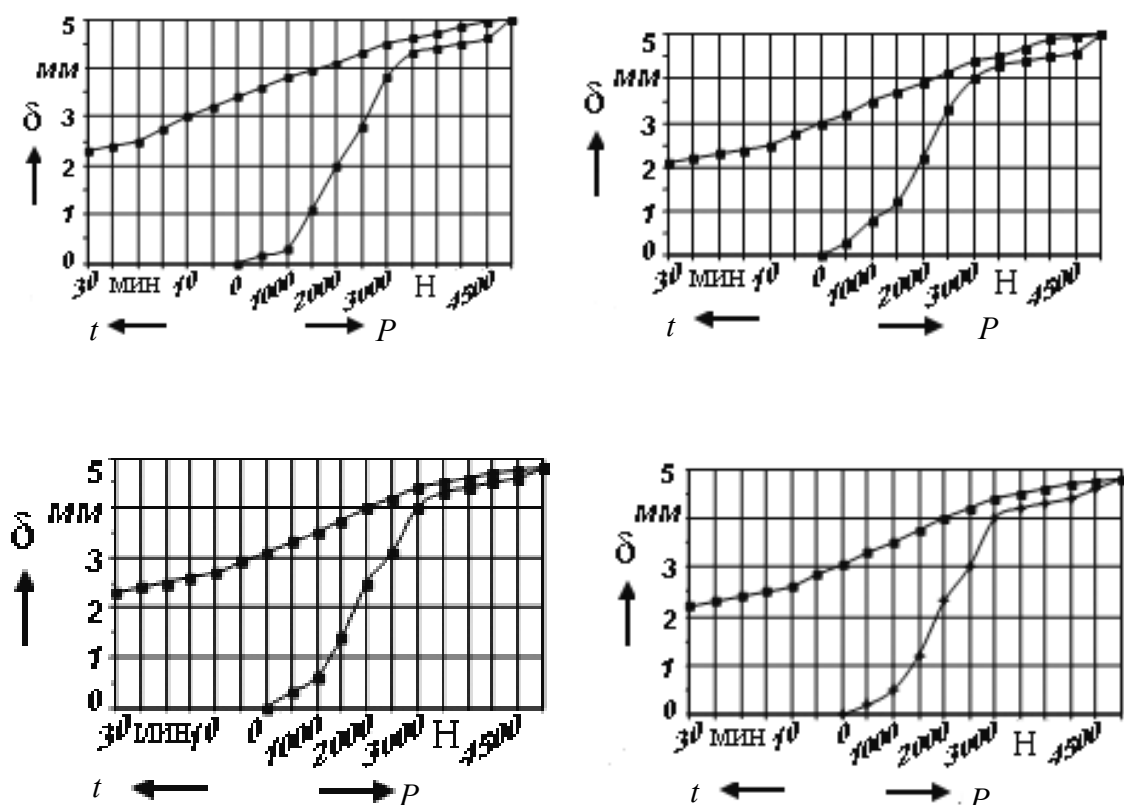


Рис. 5.41. Окончание (номера 17–20 опытов экспериментов; начало см. на с. 206 и 207)

Оптимизация состава композиционного материала позволила получить уравнения регрессии:

– по критерию предела текучести:

$$Y = -111,894 - 33,35X_1 + 436,2X_2 - 488,8X_3 - 63,75X_1X_2 + \\ + 107,25X_2X_3 - 85,5X_1X_3 + 96,22X_1^2 - 104,6X_2^2 + 144,92X_3^2; \quad (5.51)$$

– по критерию предела прочности:

$$Y = 126,657 - 17,16X_1 - 54,49X_2 - 54,36X_3 + \\ + 15,6X_1X_2 - 15,6X_1X_3 + 31,1X_2X_3, \quad (5.52)$$

где X_1 , X_2 , X_3 – соответственно, содержание полиэфирной, эпоксидной смол и наполнителя.

Оценку прочности адгезионного соединения полимер–металл производили по значению силы отрыва покрытия от металла. Исследуемые образцы имели цилиндрическую форму и соединялись полиме-

ром встык (торцами). Для закрепления на испытательной машине на образцах выполняли головки Т-образной формы. При нанесении покрытия толщину его регулировали величиной сжимающего образца усилия, а соосность их обеспечивали конструкцией приспособления (рис. 5.42). В приспособлении стержни 1 помещали на металлический уголок 2, закрепленный на его основании между подвижным упором 5 и микрометрическим винтом 6. На подвижный упор устанавливали груз 4, который перемещается до ограничителя 3. Вращением микрометрического винта контрольные образцы сдвигали до соприкосновения их торцевыми поверхностями. Затем по лимбу микрометрического винта устанавливали величину зазора, равную необходимой толщине адгезионного шва [17], [155], [156].

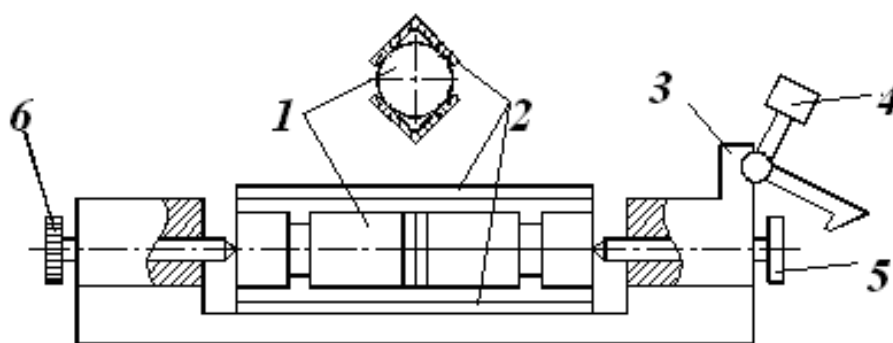


Рис. 5.42. Схема приспособления для формирования адгезионного соединения

После нанесения композиционного покрытия стержни помещали на уголок, а на подвижный упор устанавливали груз. Подвижный упор перемещал стержни, выдавливая избыток полимера из адгезионного шва, пока его толщина не оказывалась равной установленному ранее зазору.

В качестве материала сменных многогранных пластин использовали сплавы марок Т15К6 и ВК8. Уровни факторов и интервалы варьирования выбрали по результатам предварительных поисковых экспериментов. В качестве математической модели было выбрано уравнение второго порядка.

Составы покрытия для опытов в центре плана представлены в табл. 5.4.

Согласно плану эксперимента было проведено 20 опытов. Каждый опыт осуществляли трижды.

Составы покрытия в центре плана

Содержание компонентов, мас. ч.			Адгезия F с базовыми гранями твердого сплава, МПа	
Полиэфирная смола	Пластификатор	Наполнитель	T15K6	BK8
50	25	55	6,7	4,4

В результате обработки экспериментальных данных были получены следующие уравнения регрессии:

– для сплава T15K6:

$$Y = 1,69 + 2,55X_1 - 5,93X_2 - 1,99X_3 + 3,27X_1X_2 + 7,09X_1X_3 + 2,18X_2X_3 + 1,25X_1^2 + 6,98X_2^2 + 9,42X_3^2; \quad (5.53)$$

– для сплава BK8:

$$Y = 3,0 - 4,55X_1 - 1,053X_2 - 3,54X_3 + 5,88X_1X_2 + 1,96X_1X_3 + 3,89X_2X_3 + 2,21X_1^2 + 1,23X_2^2 + 1,65X_3^2. \quad (5.54)$$

Кроме того, были проведены эксперименты на сдвиг, результаты которых позволяют заключить, что соединение посредством композиционного покрытия конструкционной стали и пластин из твердого сплава обладает средней прочностью 8 МПа, что подтверждается другими исследователями, проводившими изучение влияния эпоксиполиэфирных смол на физико-механические свойства [142], [147], а уравнение регрессии имеет вид:

$$y = 1,843X_1 - 1,61X_2 + 10,32X_3 + 0,713X_1X_2 - 0,8375X_1X_3 + 0,15X_2^2 - 1,927X_3^2. \quad (5.55)$$

Кроме того, установлено, что деформации сдвига соединения на всем диапазоне нагружения имеют линейный характер. Увеличение содержания наполнителя в составе покрытия в 1,6 раза приводит к снижению прочности соединения на 15 %. Наибольшее влияние на прочность соединения оказывает содержание эпоксидной смолы; так, с увеличением ее содержания в 1,3 раза прочность соединения возрастает в 1,4 раза.

Рассмотрев в совокупности влияние всех составляющих и проанализировав полученные результаты, были получены оптимальные по адгезии покрытия, составы которых приведены в табл. 5.5.

Таблица 5.5

Составы оптимальных покрытий

Номер	Содержание компонентов, мас. ч.				Марка твердого сплава
	Эпоксидная смола	Полиэфирная смола	Пластификатор	Наполнитель	
1	100	80	40	100	T15K6
2	100	50	40	55	BK8

5.6.1.2. Формирование покрытий на металлической основе. Широкое распространение получили составные режущие элементы, в которых твердосплавные вставки соединены с пластинами припоями на основе сплава Cu–Zn (латуни) [166]–[168]. Это объясняется относительно низкой температурой их плавления, узким интервалом кристаллизации, большой растворимостью цинка в меди и недефицитностью. Температура пайки латунными припоями 850–950 °С ([169]–[186] и др.).

В американских стандартах припой содержат кроме латуни (24–45 % Zn) небольшое количество олова. Добавление олова снижает температуру плавления припоя, увеличивает его растекаемость, но снижает пластичность.

Наиболее дешевыми и часто применяемыми латунными припоями являются припой, изготовленные из двойных латуней марок Л63 или Л68, но они обладают большой пластичностью [176]. Другой недостаток данного припоя – относительно невысокая площадь смачивания. Еще одним недостатком указанного припоя является то, что в процессе пайки значительное количество твердосплавных пластин становится недолговечным из-за образования в них трещин.

Причиной возникновения напряжений при пайке твердого сплава со сталью является различное изменение линейных размеров паяных материалов при охлаждении после пайки. Для повышения прочности паяного соединения путем снижения остаточных напряжений в [169]–[185] предлагается внешние слои припоя выполнить из материала пластичного при температуре выше 400 °С, а внутренний слой – из материала пластичного при температуре ниже 400 °С. При пайке трехслойным припоем плавятся только внешние слои, а внутренний слой припоя в процессе пайки остается твердым, т. е. не пла-

вится. К недостаткам припоя следует отнести сложность изготовления и необходимость вести пайку в узком диапазоне температур.

Наряду с литыми припоями, состоящими из какого-либо одного сплава, широкое применение находят композиционные (порошковые) сплавы П-100 и П-102 [170]. Припой П-100 состоит из компонентов с резко отличающимися друг от друга свойствами и позволяет вести капиллярную пайку при некапиллярных зазорах. Увеличение толщины паяного шва достигается тем, что металлокерамический припой П-100 состоит из не плавящихся в процессе пайки гранул (наполнитель) величиной 0,25–0,8 мм, имеющих высокую температуру плавления, и смеси порошков, плавящихся при пайке. Содержание наполнителя составляет 15–20 % по массе. Неплавящиеся гранулы создают в паяльном зазоре лабиринт капилляров, который заполняется плавящейся составляющей припоя. Однако увеличение содержания наполнителя свыше 4 % недопустимо разветвляет и увеличивает систему капилляров, не успевающую смачиваться легкоплавкой частью припоя, что приводит к ухудшению паяльных свойств композиционного припоя. Паяный шов увеличенной толщины в большей степени, чем тонкий, компенсирует разность в коэффициентах линейного расширения стали и твердого сплава, что приводит к уменьшению остаточных паяльных напряжений в твердом сплаве.

В работе [182] подробно исследовано влияние добавки стального порошка на свойства паяного шва сплава Cu–Zn. Только при перегреве расплава более 50 °С (особенно более чем на 100 °С) выше температуры плавления припоя диспергирование проявляется существенно, что приводит к существенному увеличению прочности припоя. Процесс диспергирования длительный и для его завершения требуется выдержка в несколько часов. Так, например, при выдержке в 60 мин процент диспергированных частиц размером 0,06–0,1 мм – 100 %, а частиц размером 0,1–0,15 – 50 %.

Известны и другие способы армирования припоев, например, использованием прокладок из пермаллоя, введением в паяльный зазор стальной сетки, проволоки [170].

Покрyтия на металлической основе исследовали на прочность при растяжении, которые производили по методике, изложенной в ГОСТ 28830–90 «Соединения паяные. Методы испытания на растяжение и длительную прочность», с помощью программно-технического комплекса ИР 5143-200. Скорость нагружения образца при испытаниях 1 мм/мин. Образцы нагружались до полного разрушения

соединения. Программно-технический комплекс позволяет выводить графики изменения удлинения образца от силы (рис. 5.43) и протоколы испытания на компьютер для дальнейшей обработки.

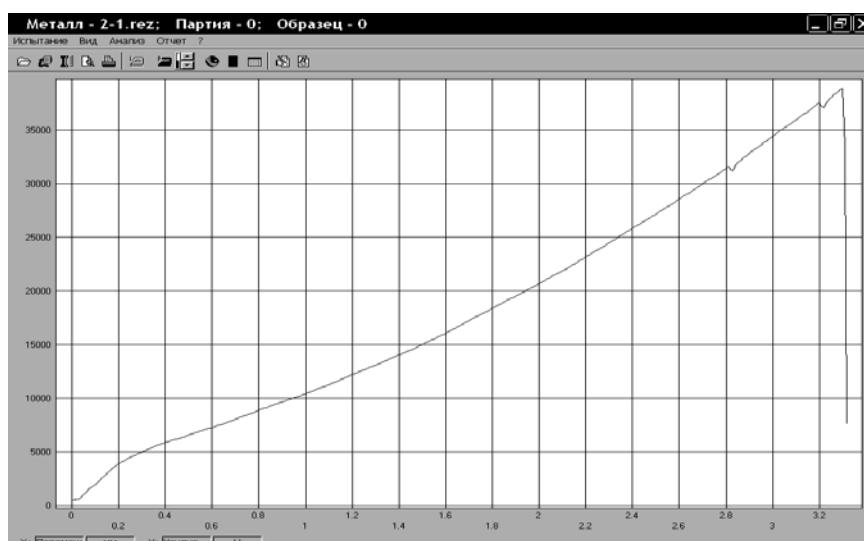


Рис. 5.43. График зависимости удлинения образца от силы нагружения

Количество наполнителя варьировали на трех уровнях – 5, 10 и 20 % от массы основы. В качестве наполнителя использовали абразивные материалы из электрокорунда белого марок 25А, 23А, 15А с зернистостью 16, 25 и 40.

Для каждого состава покрытия изготовили по три образца, таким образом было испытано 36 образцов с абразивосодержащим наполнителем. Еще три образца изготовили из базового состава без наполнителя для сравнения механических свойств покрытий.

Результаты испытания соединений на растяжение приведены в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Результаты испытания соединений на растяжение

Марка материала наполнителя	Номер образца	Содержание наполнителя, %	Разрушающая сила, кН	Средняя разрушающая сила, кН	Напряжение растяжения, МПа
25А25	10	5	49,0	48,1	280,3
	11	10	52,0		
	12	20	43,4		

Окончание табл. 5.6

Марка материала наполнителя	Номер образца	Содержание наполнителя, %	Разрушающая сила, кН	Средняя разрушающая сила, кН	Напряжение растяжения, МПа
25A25	13	5	40,9	38,6	224,8
	14	10	33,4		
	15	20	41,5		
	16	5	27,4	33,8	196,8
	17	10	40,1		
	18	20	33,9		
23A40	19	5	36,9	44,4	258,7
	20	10	60,9		
	21	20	35,5		
	22	5	33,6	32,2	187,7
	23	10	40,8		
	24	20	22,3		
	25	5	24,7	30,9	179,9
	26	10	44,1		
	27	20	23,9		
15A40	28	5	54,9	50,4	293,3
	29	10	48,3		
	30	20	47,9		
	31	5	38,9	33,0	192,3
	32	10	15,8		
	33	20	44,4		
	34	5	46,0	28,4	165,2
	35	10	19,5		
	36	20	19,6		
–	37	–	20,0	26,4	153,9
	38		36,4		
	39		22,9		

Средняя прочность соединения без наполнителя по результатам трех испытаний составляет 153,9 МПа. По результатам испытаний прочности соединений на растяжение построена диаграмма (рис. 5.44) и графики (рис. 5.45–5.47).

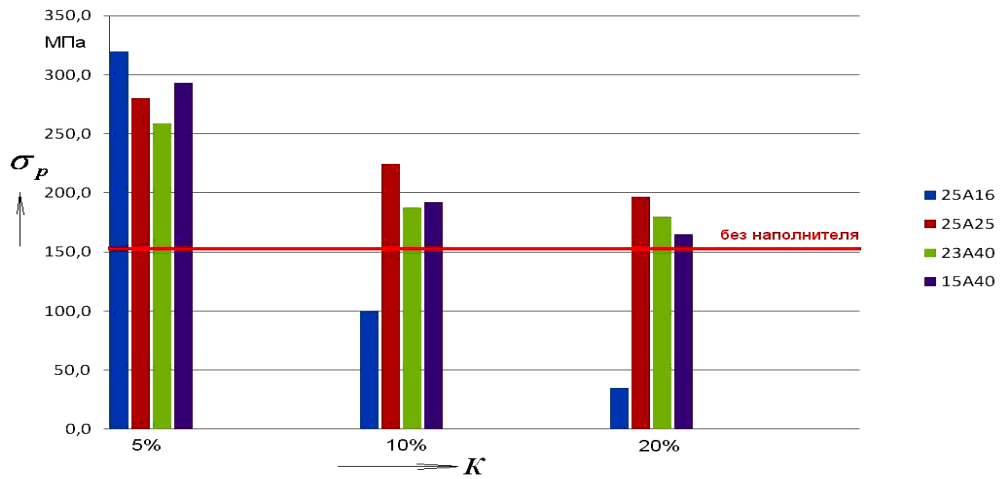


Рис. 5.44. Диаграмма результатов испытания паяных соединений на растяжение

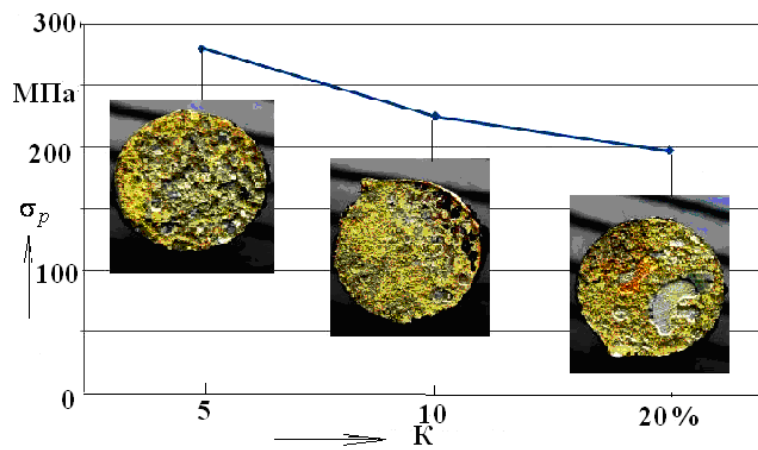


Рис. 5.45. График зависимости предела прочности при испытании на растяжение от содержания наполнителя марки 25A25

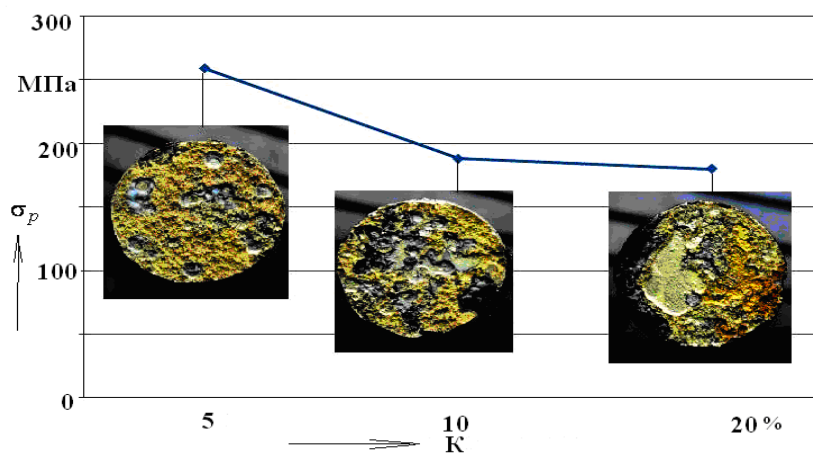


Рис. 5.46. График зависимости предела прочности при испытании на растяжение от содержания наполнителя марки 23A40

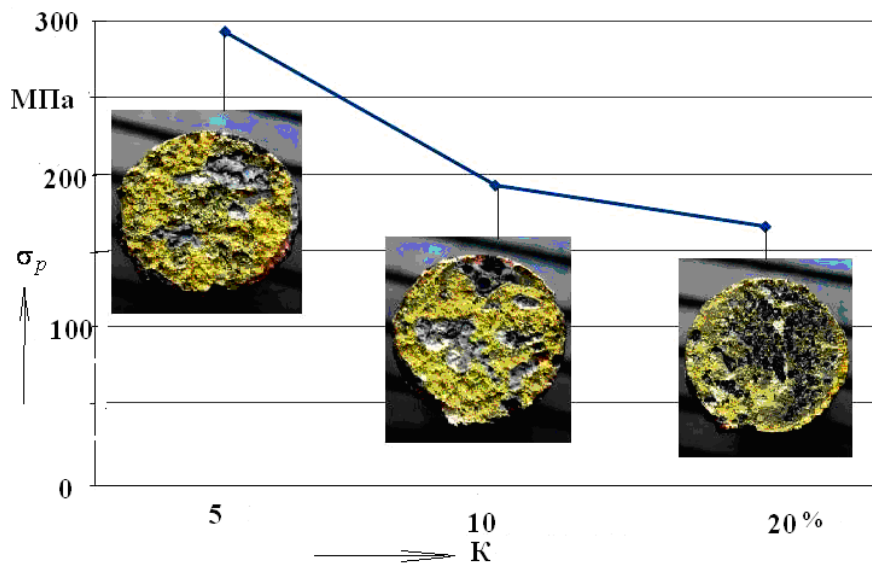


Рис. 5.47. График зависимости предела прочности при испытании на растяжение от содержания наполнителя марки 15A40

В среднем добавка абразивосодержащего наполнителя повышает прочность соединения. Увеличение содержания наполнителя свыше 5 % разветвляет и увеличивает систему капилляров, не успевающую смачиваться легкоплавкой частью покрытия, что приводит к ухудшению свойств композиционного материала. Однако снижение прочности при испытании на растяжение происходит нелинейно, и даже при содержании наполнителя в 20 % прочность покрытия с наполнителем выше, чем прочность без наполнителя.

На рис. 5.45–5.47 показаны графики зависимости предела прочности на растяжение. К каждой точке графика приведено наиболее характерное разрушение образцов. Анализируя указанные графики, можно сделать вывод о том, что добавка наполнителя увеличивает прочность наиболее значительно при его содержании не более 5 %.

С увеличением содержания наполнителя прочность падает нелинейно, и при содержании наполнителя в 10 и 20 % различия в прочности не так велики, как при 5 и 10 %, несмотря на то, что площадь покрытия, занимаемая латунью, значительно меньше.

Это позволяет заключить, что при добавке наполнителя образуется новое химическое соединение, кроме того, наполнитель влияет на кристаллизацию материала покрытия, зерна наполнителя являются центрами кристаллизации. Добавка абразивосодержащего наполнителя повышает прочность на растяжение до двух раз.

**5.6.2. Влияние контактирующих поверхностей
с покрытиями на металлической основе
на напряженно-деформированное состояние
режущего элемента инструмента**

Для исследования был принят ложемент инструмента с пластиной из твердого сплава Т15К6 с параметрами $\gamma = 0^\circ$, $\alpha = 10^\circ$, $\varphi = 45^\circ$; модуль упругости первого рода режущей пластины $E = 502$ ГПа. Были проанализированы различные формы пазов под режущую пластину, выполненные в ложементе.

Осредненный модуль упругости для припоя определен в соответствии с процентным содержанием составляющих элементов и их модулями упругости:

$$E_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^k E_i \frac{n_i}{100},$$

где k – количество составляющих элементов в припое; n_i – процентное содержание элемента в припое; E_i – модуль упругости элемента в припое.

В результате расчетов средний модуль упругости первого рода $E = 108$ ГПа, а коэффициент Пуассона $\mu = 0,32$.

Для расчетов были определены режимы резания, соответствующие обработке стали 40, которые приведены в табл. 5.7.

Таблица 5.7

Принятые режимы обработки

t , мм	s , мм/об.	V , м/мин	P_z , Н	P_x , Н	P_y , Н
1	0,5	147,07	1044	417,6	417,6

Варианты выполнения пазов и результаты расчетов напряженно-деформированного состояния приведены в табл. 5.8.

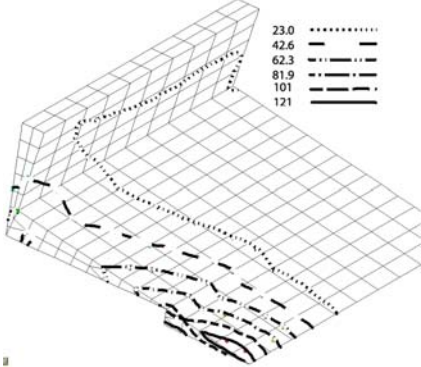
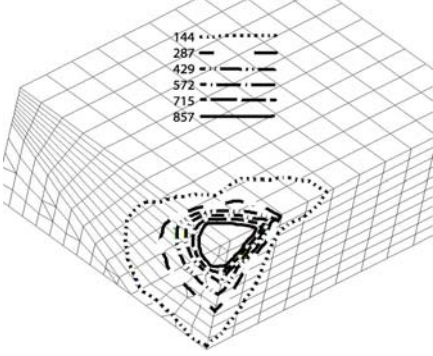
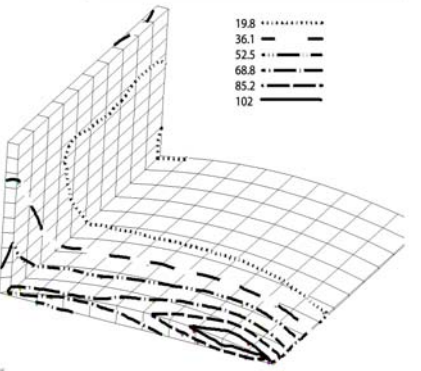
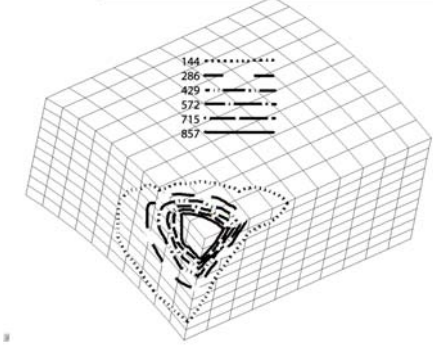
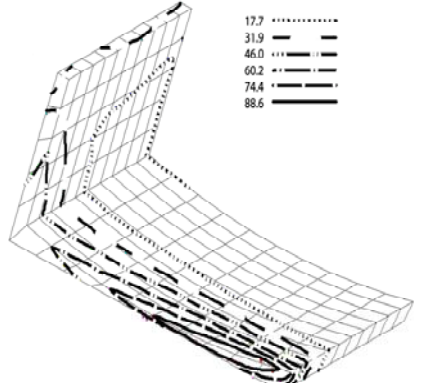
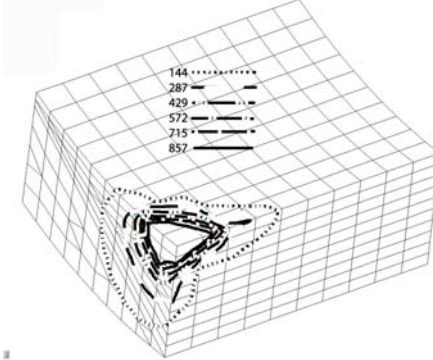
Анализ результатов расчетов позволяет заключить, что нагруженность припоя с вариантом 1.2 в зоне приложения к пластине сил резания увеличилась незначительно по сравнению с вариантом 1.1. При этом характер распределения эквивалентных напряжений также отличается: в варианте 2 напряжения сконцентрированы под пластиной в зоне приложения сил резания. По сравнению с двумя предыдущими вариантами, нагруженность пластины варианта 1.3 практически не изменилась, а нагруженность припоя в зоне приложения к пластине сил резания возросла в 1,1 раза. Уровень напряжений с максимальными значениями в припое в схеме 1.4 возрос в 1,2, а протяженность зоны с высокими

значениями напряжений сократилась в 1,5 раза. Для схемы 1.5 характерно увеличение уровня напряжений в припое в 1,04 раза по сравнению со схемой 1.4 и сокращение зоны их протяженности в 1,33 раза.

Таблица 5.8

Результаты расчета напряжений

Номер схемы	Распределение напряжений в припое	Распределение напряжений в режущей пластине
1.1. Минимальная толщина слоя припоя 0,1 мм		
1.2. Паз имеет ступенчатую форму. Слой припоя имеет минимальную толщину 0,1 мм		
1.3. Паз имеет уклон с минимальной толщиной слоя припоя 0,1 мм		
1.4. Паз с уклоном и плоским участком с минимальной толщиной слоя припоя 0,1 мм		

Номер схемы	Распределение напряжений в припое	Распределение напряжений в режущей пластине
1.5. Минимальная толщина припоя 0,1 мм		
1.6. Пластина в зоне припоя имеет вогнутость с минимальной толщиной слоя припоя 0,1 мм		
1.7. Пластина в зоне припоя имеет выпуклость с минимальной толщиной слоя припоя 0,1 мм		

В схемах 1.6 и 1.7 уровень напряжений уменьшается в 1,19 и 1,15 раза, соответственно, а протяженность растет соответственно в 1,5 раза.

Полученные результаты позволяют использовать микровставки твердосплавных элементов в ложементах сборных инструментов.

6. ДИАГНОСТИКА СОСТОЯНИЯ СБОРНОГО ИНСТРУМЕНТА

Важнейшей задачей систем диагностики, которыми оснащаются автоматизированные технологические комплексы, является постоянный мониторинг состояния режущих инструментов [187]–[190]. Поскольку контролировать состояние режущих кромок инструментов в процессе резания с помощью непосредственных замеров нельзя, то система диагностики делает это по косвенным признакам, контролируя диагностические параметры сигналов, доступных для измерения в процессе резания. В качестве диагностических сигналов часто используют силовые параметры, связанные с энергетическими затратами на отделение стружки. Сюда можно отнести составляющие силы резания, потребляемую мощность, крутящий момент, деформации упругой системы станка и т. п. Каждому значению контролируемого параметра ставится в соответствие значение износа режущего инструмента.

В работе [191] приводится пример определения составляющих силы резания по трем значениям функций, отражающих изменение величины деформации в трех точках упругой системы станка под действием трех составляющих силы резания. Таким способом предлагалось заменить установку трехкомпонентных динамометров, обладающих низкой динамической жесткостью. Деформации описывали линейными функциями от трех составляющих силы резания. Коэффициенты уравнений определяли с помощью предварительных экспериментов с естественной погрешностью. После получения информации о значениях деформаций составляющие силы резания определяли в результате решения трех линейных уравнений с тремя неизвестными. Кроме того, приведена методика оценки погрешности такого метода и показано, что при плохом выборе точек измерения деформаций система становится плохо обусловленной, когда малых погрешностей при определении исходных коэффициентов уравнений и оценке деформаций бывает достаточно для получения бесконечно больших ошибок [192], [193]. Речь идет о трудностях создания на станке трех каналов наблюдения с приемлемой неопределенностью. Из-за этих трудностей с выбором точек измерения деформаций, дающих устойчивое решение, и получением эмпирических данных для оценки коэффициентов уравнения метод так и не нашел широкого применения.

6.1. Выбор параметров диагностики

Для использования многопараметрической диагностики необходимо иметь каналы наблюдения, реализующие линейно независимые функции. Но при наличии статистической связи это условие становится необходимым, но недостаточным. Если диагностические параметры реагируют на изменения диагностируемых различно и соответствуют определению линейной независимости, но их реакция визуально похожа (т. е. их частные производные по диагностируемым параметрам близки), то при статистической связи неопределенность решения может быть недопустимо большой. Именно поэтому сложно строить многопараметрическую диагностику, основываясь на диагностических параметрах, имеющих похожую физическую природу. Например, трудно ожидать хороших решений от системы, использующей только составляющие силы резания. Также приходится отказываться от эффективных амплитуд вибраций, взятых в близких частотных диапазонах. Их реакция на изменение износа режущего инструмента и, например, твердости заготовок несколько разная, но при статистической связи хороших решений не получается.

В работе [194] предлагается ввести двухпараметрическую диагностику сверления для контроля износа сверл при наличии разброса твердости чугуновых заготовок. Для этого предлагается контролировать крутящий момент (M) и осевую силу (P), которые зависят от износа сверла (h) и твердости (H). Эти зависимости определяются двумя уравнениями:

$$\begin{aligned} M &= C_{M_1} H^{0,8} + C_{M_2} h H^{0,8}; \\ P &= C_{P_1} H^{0,8} + C_{P_2} h H^{0,8}, \end{aligned} \quad (6.1)$$

где $C_{M_1} = C_M D^2 S^{0,7} 190^{-0,8}$; $C_{M_2} = 0,4 D S^{0,7} 190^{-0,8}$; $C_{P_1} = C_P D S^{0,7} 190^{-0,8}$; $C_{P_2} = 1500 S^{0,7} 190^{-0,8}$; $C_M = 0,17$; $C_P = 1000$; D – диаметр сверла; s – подача на цикл главного движения.

В системе уравнений (6.1) предполагается по текущим значениям M и P вычислять искомые h и H . Поскольку у чугуновых заготовок разброс твердости бывает значительным, то за счет введения дополнительного диагностического параметра предполагается сделать оценку текущего значения h более точной по сравнению с однопараметрической диагностикой, где разброс H будет давать дополни-

тельные погрешности к свойственным каналу наблюдениям за крутящим моментом.

Анализ качества решения системы (6.1) предполагает определение углов наклона касательных в точке пересечения линий, задаваемых уравнениями системы (6.1). Проведя дифференцирование уравнений системы (6.1), можно получить два выражения для dh/dH :

$$\begin{aligned} dh/dH|_M &= -0,8(C_{M_1} + C_{M_2}h)(C_{M_2}H)^{-1}; \\ dh/dH|_P &= -0,8(C_{P_1} + C_{P_2}h)(C_{P_2}H)^{-1}. \end{aligned} \quad (6.2)$$

Конкретизировав коэффициенты, входящие в выражения (6.1) и (6.2), можно определить значения тангенсов углов наклона касательных по выражениям (6.2). Значения производных можно определить для любого сочетания искоемых h и H . Если провести подсчет для $H = 190$ НВ и $h = 1$ мм, то при $D = 10$ мм, $S = 0,2$ мм/об. получится:

$$dh/dH|_M = -0,022; \quad dh/dH|_P = -0,032.$$

Для этих значений производных смежные углы наклона касательных составляют $\varphi_1 = 1,266^\circ$ и $\varphi_2 = 1,833^\circ$. Далее, проведя расчеты по формуле (6.3), можно получить оценку неопределенности в виде:

$$\Delta h = 3,24\delta_1 + 2,28\delta_2. \quad (6.3)$$

Входящие в выражение (6.3) неопределенности δ_1 и δ_2 характеризуют по отдельности каналы наблюдений за диагностируемым параметром h при постоянном значении H . Если по самым оптимистическим оценкам принять, что они составляют 10 %, то неопределенность оценки h с помощью двухпараметрической диагностики составит более 55 %. Для оценки целесообразности введения второго канала диагностики надо сравнить полученную неопределенность с той, которая была при работе по одному каналу.

Если предположить, что твердость заготовок меняется в диапазоне 180–200 НВ, то, взяв за основу первое уравнение системы (6.1), подсчитав его коэффициенты для средней твердости, можно определить, какие отклонения величины h при крайних значениях твердости даст расчет. Вместе с неопределенностью канала измерений в пределах 10 % общая неопределенность составит 45 %. Это значение меньше, чем при двухпараметрической диагностике. При 15%-й не-

определенности канала измерений крутящего момента неопределенность однопараметрической диагностики даст 46,5 %, а при двухпараметрической – более 82 %. В таком случае введение второго канала почти в 2 раза ухудшает ситуацию с неопределенностью оценки износа режущего инструмента.

Из этого примера следует, что целесообразность введения многопараметрической диагностики возрастает при очень хороших каналах наблюдения и больших возмущениях, вносимых доминирующим случайным фактором. Это условие не выполняется при наличии множества случайных факторов, вносящих соизмеримую лепту в разброс результатов. Такое сложно достижимое условие в большинстве случаев перечеркнет возможность построения многопараметрических систем диагностики, основанных на решении систем уравнений со статистической связью. Замена статистических связей, реально присутствующих в процессах, на виртуальные функциональные дает иллюзорные решения, с которыми работать нельзя.

На рис. 6.1 приведены примеры устройств непрерывного контроля состояния инструмента в процессе обработки по величинам составляющих сил резания вдоль осей X и Z при обработке заготовок на токарном и многоцелевом станках с ЧПУ. Составляющие сил резания регистрируются тензометрическими датчиками, смонтированными в подшипниковых опорах шпиндельных узлов или ходовых винтов. Контроль инструмента может производиться измерением его износа с помощью оптического датчика (на рис. 6.1 не показан), в этом случае датчик перемещается вдоль режущей кромки инструмента. При оптоэлектронном методе контроля полученное в видеокамере изображение контролируемого инструмента преобразуется в цифровую форму, которая сравнивается с данными, вызываемыми из запоминающего устройства и соответствующими заранее введенному в память изображению контролируемого инструмента.

Не существует параметров, которые зависят только от износа и не зависят от прочих переменных факторов.

При обработке первой детали производится запоминание значений контролируемых параметров на протяжении всего цикла обработки изделия [187]. Полученные значения служат основой для назначения предельных отклонений контролируемого параметра на разных этапах обработки.

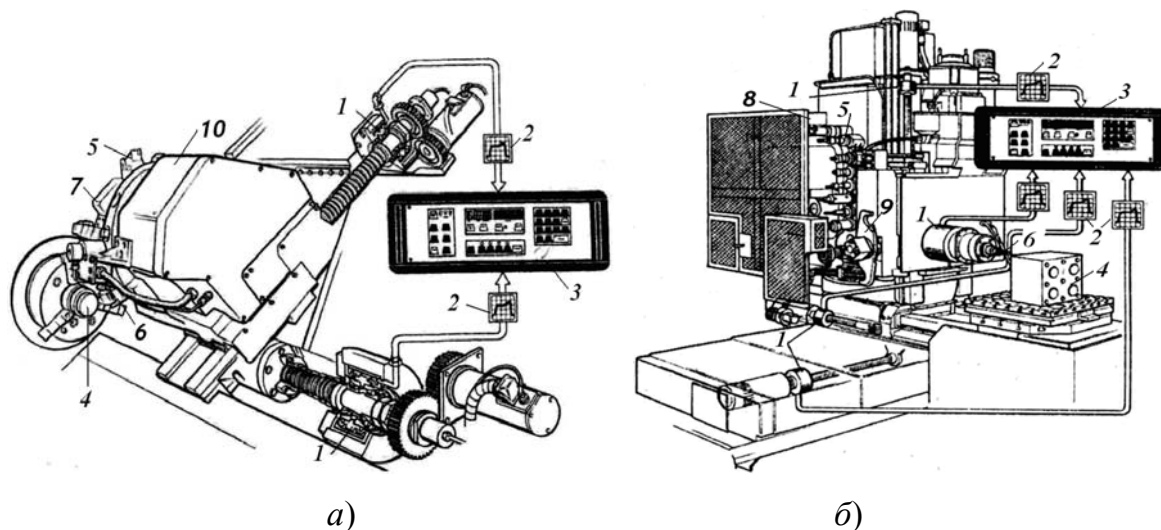


Рис. 6.1. Эскизы автоматических систем инструментообеспечения:

а – токарного; *б* – многоцелевого станков [3]:

- 1 – датчики; 2 – форма сигнала; 3 – монитор; 4 – заготовка;
 5 – резервный инструмент; 6 – рабочий инструмент;
 7 – револьверная головка; 8 – инструментальный магазин;
 9 – манипулятор; 10 – суппорт

Однако такой подход оставляет место для случайных возмущающих факторов, которые невозможно учесть с помощью предварительного обучения. К таким факторам относятся случайные вариации припуска заготовки и твердости ее поверхностного слоя, а также случайная форма самой площадки износа режущего инструмента, которую невозможно учесть в одной цифре, характеризующей размер износа, например по задней грани.

Радиус закругления режущей кромки, формируемый в процессе износа, оказывает доминирующее воздействие на режущую способность инструмента, его форма не всегда однозначно связана с износом по задней грани. Рассматривая изношенную режущую кромку, трудно однозначно судить о сформированном радиусе закругления, поскольку он не имеет выраженной геометрической формы.

Многие контролируемые диагностические сигналы могут иметь различные параметры, каждый из которых по-разному зависит от износа и возмущающего фактора. Например, сила резания имеет три составляющие и еще динамическую составляющую, которая может рассматриваться в разных частотных диапазонах.

Если есть две линейно независимые функции от двух неизвестных аргументов, то, теоретически, при принятии ими (диагностическими параметрами) конкретных значений можно найти неизвестные

аргументы (параметры состояния). Таким же образом можно формировать системы уравнений более высокого порядка для нескольких аргументов [195], [196]. Сложность состоит в том, что в большинстве реализаций диагностических процедур связь между диагностическими и диагностируемыми параметрами не функциональная, а статистическая. В этом случае изменения диагностируемых параметров (износа, твердости и т. п.) приводят к изменению косвенных параметров (диагностических) не детерминированно, как при функциональной связи, а статистически, отражаясь на изменении, например, их математического ожидания.

Во всех метрологических документах, отражающих методики измерений, требуется указание неопределенности полученного результата в виде, например, доверительного интервала, дающего представление о том, в каком диапазоне может находиться истинное значение измеряемой величины, например с 95%-й вероятностью.

6.2. Оценка параметров диагностики

Укрупненная структурная схема автоматизированной системы диагностики (АСД) приведена на рис. 6.2 [189].

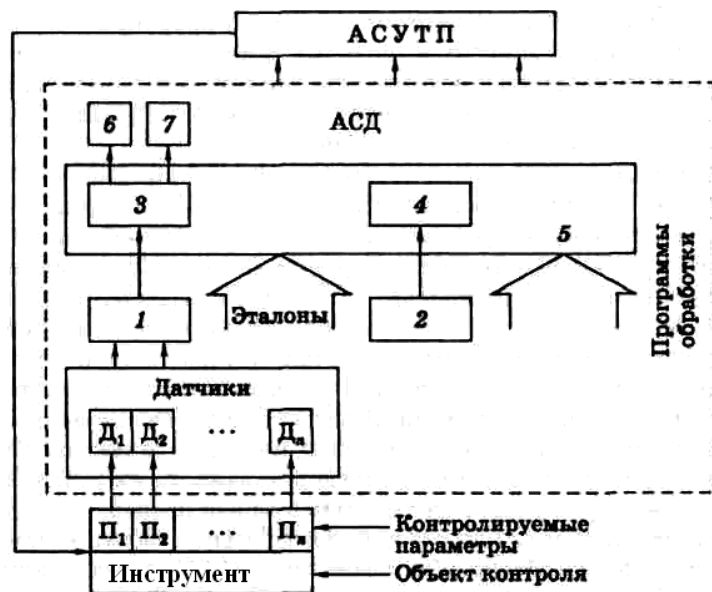


Рис. 6.2. Укрупненная структурная схема автоматизированной системы диагностики сборного инструмента

Система диагностики содержит n -канальную аппаратуру сбора и обработки данных 1, аппаратуру синхронизации 2, многоканальный цифровой преобразователь 3 и устройства сопряжения с синхропара-

метрами 4, входящими в состав средств регистрации 5 и обработки данных, в качестве которых используется ЭВМ, устройство оперативного отображения 6 и блок документирования 7. Датчики D_1-D_n измеряют установленные параметры $\Pi_1-\Pi_n$, преобразуют их в электрические сигналы и подают на блок 1, а затем на АЦП 3.

Средства диагностики должны быть удобны для применения в заводских условиях, должны обеспечивать диагностирование в минимальное время, обладать достоверностью показаний (особенно при высоких требованиях к надежности изделий). Основные функции системы диагностирования приведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Основные функции системы диагностирования

Функция	Системы диагностирования		
	встроенные	мобильные	стационарные
Выявление дефектов конструкции и ее улучшение	+	+	(+)
Контроль функционирования	(+)	-	-
Адаптация к изменению технологического процесса	(+)	-	-
Обнаружение неисправных узлов (элементов)	+	+	-
Контроль параметров	+	+	-
Накопление данных о частоте и видах отказов	(+)	+	-
Прогнозирование	+	(+)	-

В качестве меры неопределенности состояния системы инструментального обеспечения была принята энтропия $H(X)$:

$$H(X) = -\sum_{i=1}^n P_i \log_n P_i, \quad (6.4)$$

где P_i – вероятности всех состояний системы.

Так как сборный металлорежущий инструмент с автоматической сменой режущих кромок (СМИ с АСРК) чаще всего содержит несколько устройств, то энтропию можно определить по уравнению

$$H(X, Y) = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m P_{ij} \log_2 P_{ij}. \quad (6.5)$$

В конструкциях СМИ с АСРК с независимыми параметрами логарифм вероятности состояния можно определить по выражению

$$\log_2 P(X, Y) = \log_2 P(X) + \log_2 P(Y). \quad (6.6)$$

Известно, что количество информации, необходимое для полного определения состояния системы, равно ее энтропии, тогда

$$I(X) = H(X) = - \sum_{i=1}^n P_i \log_n P_i. \quad (6.7)$$

Эту же зависимость можно выразить через математическое ожидание состояний сложной системы:

$$H(X, Y) = M[-\log_2 P(X, Y)]. \quad (6.8)$$

Таким образом, уравнения (6.4)–(6.8) позволяют заключить, что чем меньше вероятность события, о котором получены сведения, тем больше информации содержится в полученных данных.

Так как сборный металлорежущий инструмент с автоматической сменой режущих кромок имеет n параметров и у него контролируется m показателей, то изменение какого-либо состояния (параметра) будет иметь разную информационную оценку при регистрации каждого из имеющихся показателей.

Для оценки и повышения работоспособности СИО необходимо выбирать в первую очередь параметры, которые наиболее информативны и влияют на надежность.

Например, оценку степени износа и работоспособности инструмента можно проводить различными прямыми или косвенными методами. Наиболее информативен метод прямого измерения геометрии режущих кромок, который можно реализовать, используя цифровую портативную телекамеру или индикаторы контакта.

При реализации косвенных методов наиболее информативными параметрами, характеризующими состояние инструмента, являются точность и качество обрабатываемой поверхности. Так, если точность и топография поверхности при обработке находятся в пределах допуска, то можно считать, что инструмент находится в работоспособном состоянии.

Для простоты можно рассмотреть ситуацию для двух неизвестных параметров состояния объекта, которые необходимо оценить по результатам измерения двух диагностических параметров. Среди неизвестных параметров один (x_1) необходим для решения задачи (на-

пример, оценки износа), другой (x_2) – является случайным возмущающим воздействием (например, переменная твердость обрабатываемого материала) [191]. Два диагностических параметра (Y_1 и Y_2) статистически связаны с x_1 и x_2 . Пусть математические ожидания для Y_1 и Y_2 заданы функциями:

$$Y_i = F_i(x_1, x_2), \quad i = 1, 2. \quad (6.9)$$

Если допустить, что в системе уравнений (6.9) не статистические связи, а функциональные (именно так часто и делается), то при конкретизации в системе диагностики текущих значений Y_1 и Y_2 уравнения (6.3) можно преобразовать, выразив в явном виде искомый параметр x_1 . Из системы (6.9) получится новая система:

$$x_1 = f_i(x_2), \quad i = 1, 2. \quad (6.10)$$

Если функции f_i линейно независимы и монотонны в области определения, то система (6.10) будет иметь решение в одной из точек пространства. Графически это отражено на рис. 6.3 в виде точки пересечения O двух линий.

Если в системе (6.10) уравнения отображают функциональную связь, то решение может быть найдено с любой степенью точности. На рис. 6.3 решение показано в точке O , где пересекаются две линии, аналитическое выражение которых дано уравнениями системы (6.10). Если рассмотреть ситуацию однопараметрической диагностики, заключающуюся в определении x_1 в условиях неопределенности величины x_2 , то она будет выглядеть так, как показано на рис. 6.4. Видно, как будет формироваться доверительный интервал для оценки текущего значения x_1 по измеренному значению Y_1 . Кривые отражают зависимости $Y_1 = F(x_1)$ при крайних значениях фактора x_2 , пунктиром показана кривая для среднего значения возмущающего фактора x_2 . Поскольку при однопараметрической диагностике возмущающий фактор x_2 точно неизвестен, то нельзя с уверенностью сказать, какая из зависимостей на рис. 6.4 в данный момент времени реализуется, поэтому формируется доверительный интервал $S_1(x_2)$, показывающий область присутствия истинного решения при неизвестном x_2 . Однако доверительный интервал для x_1 формируется не только неопределенностью, связанной с разбросом значений x_2 , но и погрешно-

стью измерительной аппаратуры, случайным воздействием различных факторов, которые нельзя учесть, многообразием форм износа режущего инструмента и др. Этими погрешностями нельзя пренебречь, поскольку они осязаемы и могут быть значительными. Например, силовые параметры, измеряемые на расстоянии от зоны резания, могут иметь дополнительный разброс от изменения коэффициентов трения и температуры в узлах, координат зоны резания, от сложного влияния параметров вибраций и других факторов, которые невозможно учесть заранее.

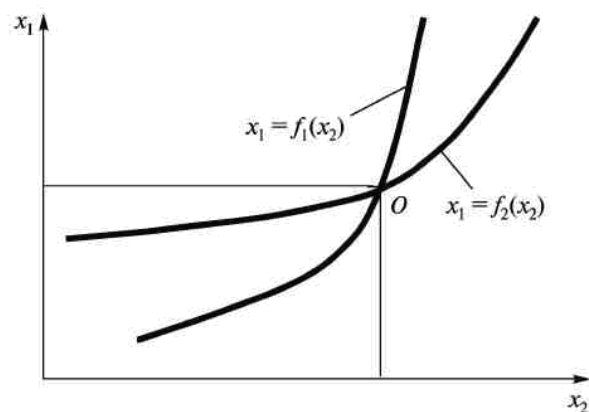


Рис. 6.3. Графическое решение системы уравнений

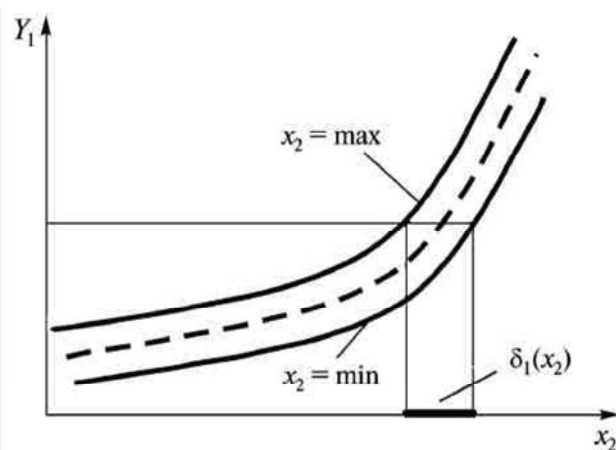


Рис. 6.4. Графическое определение доверительного интервала

Таким образом, общая неопределенность значения x_1 получается по правилам квадратичного суммирования из неопределенности от разброса фактора x_2 и неопределенности самого канала наблюдения, которую обозначим δ_1 . Введение дополнительного диагностического параметра призвано устранить влияние части неопределенности, связанной

с разбросом x_2 , но неопределенность δ_1 при этом сохранится, поскольку она выражает неопределенность оценки x_1 при строго фиксированном значении фактора x_2 . При введении дополнительного диагностического параметра Y_2 по аналогии с предыдущими рассуждениями появится неопределенность второго канала наблюдений δ_2 . Если теперь рассмотреть более подробно ситуацию около точки O (рис. 6.3) с введением неопределенностей δ_1 и δ_2 , то ее графически можно изобразить так, как показано на рис. 6.5.

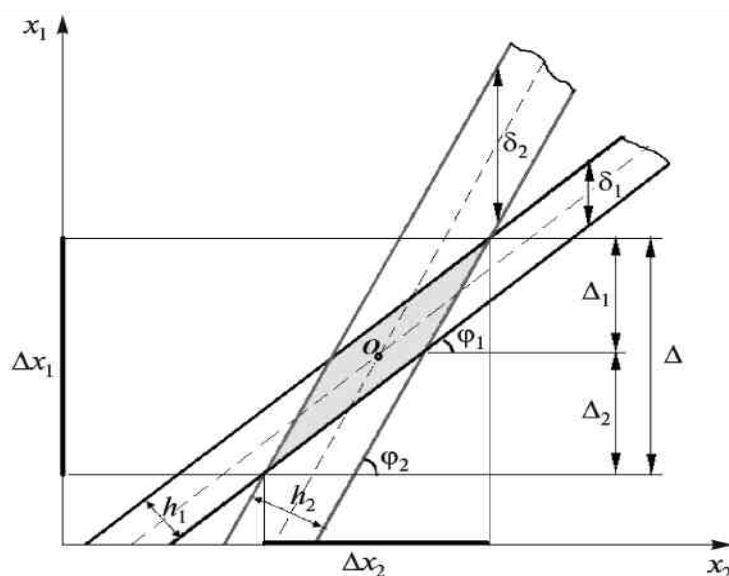


Рис. 6.5. Графическое определение доверительного интервала при двухпараметрической диагностике

В отличие от рис. 6.3 в точке O пересекаются не геометрические линии с единственной точкой пересечения, а две полосы, ширина которых определяется неопределенностями δ_1 и δ_2 и их углами наклона к оси x_2 . Поскольку рассматриваются только фазы пересечения двух полос, то на рис. 6.5 в окрестности точки O кривые линии заменены прямыми, угол наклона которых определен первыми производными $df_i(x_1)/dx_2$. Поскольку рассматривается малая окрестность около точки O , то положение линий показано параллельным. Ширина изображенных полос h_1 и h_2 , измеренная по нормали к их границам, определяется выражениями $h_i = \delta_i (\cos \varphi_i)^{-1}$.

В соответствии со схемой на рис. 6.5 искомое решение находится уже не в точке O , как на рис. 6.3, а в точках, принадлежащих заштрихованному параллелограмму. Его проекции на оси x_1 и x_2 фор-

мируют ту неопределенность решения Δx_1 и Δx_2 , которая остается в результате применения двухпараметрической диагностики. Если неопределенность Δx_1 оказывается меньше неопределенности, возникающей при однопараметрической диагностике, то усложнение системы диагностики себя оправдывает, в противном случае произойдет усложнение системы и увеличение неопределенности решения.

На рис. 6.5 видно, что неопределенность Δx_1 состоит из двух слагаемых: $\Delta x_1 = \Delta_1 + \Delta_2$. Рассмотрев геометрическую конфигурацию области пересечения двух полос, можно получить окончательное выражение для Δx_1 :

$$\Delta x_1 = \frac{\delta_1 \sin \varphi_2}{[\cos \varphi_1 \sin(\varphi_2 - \varphi_1)]} + \frac{\delta_2 \sin \varphi_1}{[\cos \varphi_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_1)]}. \quad (6.11)$$

В формуле (6.11) углы наклона соответствующих функций около точки пересечения определяются первыми производными этих функций:

$$\varphi_i = \arctg [df_i(x_1) / d(x_2)]. \quad (6.12)$$

При отрицательных значениях первых производных в качестве φ_1 и φ_2 следует брать смежные углы, дополняющие их до 180° . Из выражения (6.11) следует, что неопределенность диагностируемого параметра зависит от неопределенностей, создаваемых обоими каналами наблюдения, углов наклона функций в точке пересечения и угла, образуемого пересекающимися линиями. Видно, что выражение (6.11) представляет сложную функцию углов наклона касательных в точке пересечения исследуемых зависимостей. Ее можно исследовать на экстремум по двум переменным, но из геометрических соображений понятно, что минимальное значение неопределенности для x_1 будет при горизонтальном расположении функции с меньшим значением δ_i .

Вариант решения с наименьшей неопределенностью для диагностируемого параметра x_1 на рис. 6.5 является вырожденным, поскольку в этом случае диагностические параметры зависят только от одного диагностируемого и решение задачи сводится к однопараметрической диагностике. Такой вариант технически недостижим. Если сохранять угол пересечения рассматриваемых полос равным 90° , то любой поворот изображения на рис. 6.5 приведет к увеличению проекции заштрихованного прямоугольника на ось x_1 , увеличивая неопределенность решения. Максимальная неопределенность в этом случае равна диагно-

нали заштрихованного прямоугольника. При равенстве ширины полос максимальная неопределенность будет при $\varphi_1 = 45^\circ$ – в $\sqrt{2}$ раз больше неопределенности канала наблюдения.

Однако найти диагностические параметры, дающие ортогональное пересечение, в окрестности решения системы уравнений крайне трудно, поэтому необходимо предварительно анализировать варианты диагностических параметров и оценивать получаемую неопределенность в окрестностях расположения возможных решений.

В качестве примера такой оценки можно рассмотреть случай, когда углы наклона производных около точки пересечения получаемых функций составляют $\varphi_1 = 30^\circ$, а $\varphi_2 = 60^\circ$. После подсчета по формуле (6.11) получится выражение $\Delta x_1 = 1,16\delta_2 + 2\delta_1$. Если предположить, что неопределенности δ_i каналов наблюдения приближаются к 10 %, то сразу можно сделать вывод о том, что двухпараметрическая диагностика даст неопределенность около 31 %. Далее следует оценить целесообразность введения второго параметра. Если случайные изменения возмущающего фактора x_2 вместе с погрешностью первого канала наблюдения дают большее значение неопределенности, то может появиться смысл в реализации двухпараметрической диагностики. При этом следует учитывать, что величина δ_i характеризует доверительный интервал, где находится истинное решение с вероятностью 0,95, что соответствует интервалу $\pm 2\sigma$, где σ – среднее квадратичное отклонение от среднего значения. Это говорит о том, что 10%-я оценка неопределенности каналов наблюдения является скорее оптимистичной, больше свойственной измерительным приборам. Измерительные каналы на станке, находящемся в производственных условиях, скорее будут иметь неопределенность, превышающую 10 % от значения диагностируемого параметра.

7. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СМЕННЫХ МНОГОГРАННЫХ ПЛАСТИН ИНСТРУМЕНТА

До сих пор разработка новых и усовершенствование существующих конструкций СМП осуществляется эмпирическим путем на основе длительных стойкостных и иных экспериментов [197]. В работах [198]–[200] сделана попытка создать методологию проектирования формы, размеров и материала режущей части лезвия, ориентированную на сборные инструменты с СМП. При этом для целевых функций прочности, износостойкости, стружколомающих свойств и экономичности в качестве критериев были выбраны: равный запас прочности (равнопрочность) лезвия, его равномерное изнашивание (самозатачивание), максимальный диапазон изменения глубины резания и подачи, обеспечивающий надежное завивание и ломание стружки, и минимальная стоимость оптимального проекта СМП.

Условие равного запаса прочности лезвия инструмента сформулировано в следующем виде [198]: режущий клин будет равнопрочным, если в каждой точке передней поверхности или внутри его присутствуют равномерные радиальные напряжения, величина которых с некоторым запасом ниже предела прочности инструментального материала в рассматриваемой точке. Добиться этого можно либо за счет определенной формы передней поверхности, либо изменяя определенным образом физико-механические свойства материала по сечению лезвия. При этом получаемые решения зависят от характера силовой и тепловой нагрузок на передней и задней поверхностях клина.

В результате подстановки условия равнопрочности в известное решение плоской упругой задачи для бесконечного клина, нагруженного сосредоточенной силой в вершине, было получено [198], [199] следующее дифференциальное уравнение, связывающее координаты точек (x, y) равнопрочного профиля передней поверхности с задним углом α -клина, составляющими P_x, P_y, P_z силы резания, приходящиеся на единицу ширины срезаемого слоя, и уровнем задаваемого допустимого напряжения σ_π на передней поверхности:

$$\sqrt{x^2 + y^2} = \frac{P_{xy} [\pi/2 - \alpha - \arctg(y') - \sin \alpha \cos \alpha + \sin^2 \alpha (y')] }{\sigma_\pi \left[(\sin^2 \alpha - l/(l + y'^2))^2 - (\pi/2 - \alpha - \arctg(y'))^2 \right]} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{+ P_\tau [\sin^2 \alpha + \sin \alpha \cos \alpha (y') - 1 + \pi/2 - \alpha - \arctg(y')]}{+ (\sin \alpha \cos \alpha - y'/(1 + y'^2))^2} \sqrt{1 + y'^2}, \quad (7.1)$$

где $P_{xy} = \sqrt{P_x^2 + P_y^2} \cos[\pi/2 - \varphi - \arctg(P_y / P_x)] \sin \varphi$; $y' = \operatorname{tg} \gamma_\tau$ (γ_τ – текущий передний угол профиля передней поверхности); φ – главный угол в плане; $\sigma_\pi = k_3 \sigma_B$ (σ_B – предел прочности инструментального материала; $k_3 < 1$ – коэффициент запаса, учитывающий колебания силы резания вследствие вибраций, неравномерного припуска, прерывистого резания и других факторов).

На рис. 7.1 представлены результаты компьютерных расчетов равнопрочного профиля по формуле (7.1) с шагом угла $\gamma_\tau = 0,1^\circ$. На рисунке видно, что в зависимости от σ_π эти профили представляют собой линии переменной кривизны, причем для $\sigma_\pi < 0$ они выпуклые, для $\sigma_\pi > 0$ – вогнутые, а при $\sigma_\pi = 0$ (нейтральная линия совпадает с передней поверхностью) получаем прямую линию.

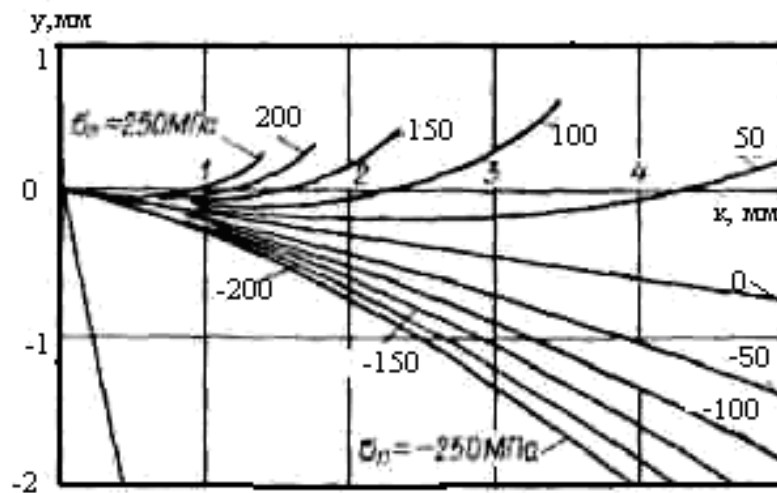


Рис. 7.1. Влияние σ_B на форму профиля равнопрочной передней поверхности:
 сталь 45; $S = 0,2$ мм/об.; $l = 1$ мм; $v = 200$ м/мин;
 $\varphi = 45^\circ$; $r = 0,5$ мм; $\lambda = 0$

Аналогичное решение термоупругой задачи показало [199], что увеличение температуры нагрева лезвия со стороны стружки уменьшает нагрузку на переднюю поверхность клина. При прочих равных условиях это позволяет переходить от отрицательных значений γ_τ к положительным.

Компьютерное моделирование равнопрочных СМП, нагруженных сосредоточенной силой резания, проведено путем плоскопараллельного перемещения расчетного профиля вдоль режущей кромки. Форма передней поверхности на других участках СМП задавалась

конструктивно. В табл. 7.1 в качестве примера приведены полученные таким образом конструкции трех- и четырехгранных режущих пластин, рекомендуемых для чистовой и черновой токарной обработки стали 45 и чугуна СЧ10.

Таблица 7.1

Оптимальные формы СМП

Обработка	Конструкция СМП для обработки	
	стали 45	чугуна СЧ10
Чистовая		
Черновая		

Приведенные результаты обеспечивают соблюдение условия равнопрочности лишь для точек передней поверхности лезвия. Следует отметить, что разрушение СМП происходит именно с передней поверхности сколом [197], и поэтому в ряде случаев это решение удовлетворяет требованию обеспечения прочности инструмента. В то же время внутри режущего клина материальные точки нагружены неравномерно.

Для обеспечения равного запаса прочности всего лезвия необходимо отказаться от однородного состава режущей части, т. е. перейти к композиционному инструментальному материалу с переменными

по сечению упругими свойствами. Проще говоря, если в известном законе Гука $\sigma = E\varepsilon$ положить $\sigma = \text{const}$, то увеличение деформации ε должно сопровождаться уменьшением модуля упругости E и наоборот.

В работе [200] разработана компьютерная методика оптимизации свойств инструментального материала в режущем клине на основе применения теории упругости анизотропных тел к режущему клину, нагруженному как сосредоточенными составляющими силы резания, так и распределенными контактными нагрузками. Переменные по сечению свойства режущей части получаются путем комбинирования материалов с различными значениями модуля упругости E . Вначале производили компьютерный расчет границ раздела фаз в инструментальном композите для получения проектов равнопрочного режущего клина, т. е. клина, у которого в любой его точке под действием удельных составляющих P_y и P_z силы резания будут иметь место постоянные в областях как растяжения, так и сжатия радиальные напряжения, величина которых с заданным коэффициентом запаса не превышает пределов прочности материала на растяжение и сжатие.

Линии равных модулей упругости в полярных координатах r, θ , соответствующие условию равнопрочности лезвия, описываются кривыми третьего порядка с точкой возврата по уравнению [7.2]:

$$r = \frac{E_0 [(P_z l_2 + P_y l_3) \cos \theta - (P_z l_1 + P_y l_2) \sin \theta]}{\sigma_{r3} (l_2^2 - l_1 l_3)}, \quad (7.2)$$

где $E_0 = \frac{[(E_1 - E_2)\theta + E_1(\pi/2 - \alpha) - E_2\gamma]}{\beta}$,

$$l_1 = (E_1 - E_2) \left[\frac{2\gamma^2 - 2(\pi/2 - \alpha)^2 + 2\gamma \sin 2\gamma - 2(\pi/2 - \alpha) \sin 2\alpha + \cos 2\gamma + \cos 2\alpha}{8\beta} \right] + \frac{[E_1(\pi/2 - \alpha) - E_2\gamma](\sin 2\alpha - \sin 2\gamma + 2\beta)}{4\beta};$$

$$l_2 = (E_1 - E_2) \left[\frac{4(\pi/2 - \alpha) \cos^2 \alpha - 4\gamma \sin^2 \gamma - \sin 2\gamma + \sin 2\alpha - 2\beta}{8\beta} \right] + \frac{[E_1(\pi/2 - \alpha) - E_2\gamma](\sin^2 \alpha - \cos^2 \gamma)}{2\beta};$$

$$l_3 = (E_1 - E_2) \frac{[2\gamma^2 - 2(\pi/2 - \alpha)^2 - 2\gamma \sin 2\gamma + 2(\pi/2 - \alpha) \sin 2\alpha - \cos 2\gamma - \cos 2\alpha]}{8\beta} +$$

$$+ \frac{[E_1(\pi/2 - \alpha) - E_2\gamma](\sin 2\alpha - \sin 2\gamma + 2\beta)}{4\beta};$$

$E_1 = E_0$ при $\theta = -\gamma$; $E_2 = E_1$ при $\theta = -(\pi/2) - \alpha$; α, β, γ – геометрические параметры режущего клина; σ_{r3} – задаваемое радиальное напряжение, величина которого по единой теории прочности определяется из выражений:

$$\sigma_r = \begin{cases} [\sigma]_p / k_3 & \text{при } \sigma_r > 0; \\ [\sigma]_c / k_3 & \text{при } \sigma_r < 0. \end{cases}$$

На рис. 7.2 построено поле линий равных модулей упругости инструментального материала, рассчитанное по формуле (7.2). Из рисунка следует, что для обеспечения равнопрочности режущего клина, нагруженного сосредоточенными силами, необходимо, чтобы по мере приближения к нулевой линии, задаваемой углом θ_0 , модуль упругости увеличивался и, наоборот, при удалении от нее – уменьшался. Если принять в качестве характерных представителей инструментальных материалов твердый сплав ($E = 49,5 \cdot 10^4$ МПа) и быстрорежущую сталь ($E = 21 \cdot 10^4$ МПа), то получим пример квазиоптимального проекта композиционного режущего клина (рис. 7.3, а).

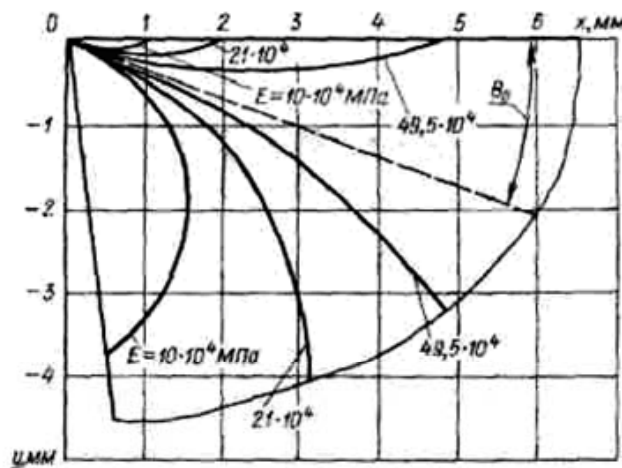


Рис. 7.2. Линии равных модулей упругости в анизотропном режущем клине:
 $\gamma = 0$; $\alpha = 8^\circ$; $E_1 = 21 \cdot 10^4$ МПа; $E_2 = 49,5 \cdot 10^4$ МПа;
 $P_y = 500$ Н/мм; $P_z = 1000$ Н/мм; $\sigma_{r3} = 200$ МПа

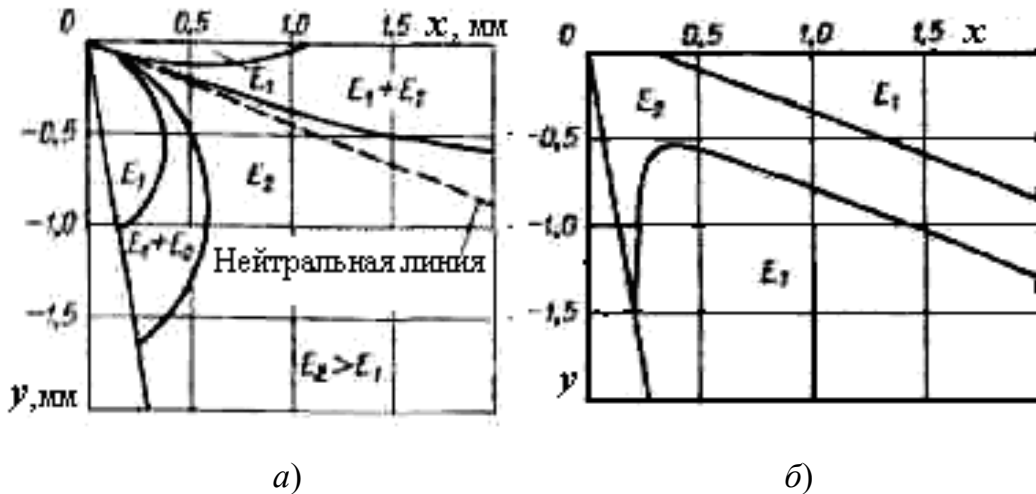


Рис. 7.3. Проекты равнопрочных лезвий:

a – нагруженных сосредоточенными силами резания ($P_y = 200$ Н/мм; $P_r = 1000$ Н/мм); *б* – распределенными контактными нагрузками ($\sigma_m = 1000$ МПа; $\tau_m = 200$ МПа); $\gamma = 0$, $\alpha = 8^\circ$;
 $E_1 = 21 \cdot 10^4$ МПа; $E_2 = 49,5 \cdot 10^4$ МПа

Согласно принципу Сен-Венана в области, прилегающей непосредственно к режущей кромке, полученное решение не будет корректным. В этом случае необходимо рассматривать детальное нагружение режущего клина распределенными по определенным законам нормальными и касательными контактными нагрузками.

Решение такого рода задачи [200] позволило получить проект анизотропного клина (рис. 7.3, б). Здесь распределение нормальных нагрузок на передней и задней поверхностях принято по закону треугольника с максимумом у вершины σ_m , а касательных нагрузок – по закону параболы с максимумом τ_m в середине длины контакта стружки с передней поверхностью [198].

Одно из ограничений, которое необходимо учитывать при реализации оптимально спроектированной анизотропной режущей части, связано с появлением в композите термических трещин на границе раздела двух фаз вследствие разности коэффициентов термического линейного расширения. Поэтому на втором этапе по специальной методике [201] проверяли отсутствие межслойных трещин в композиционном режущем клине.

В случае положительного результата проводили построение трехмерной твердотельной модели равнопрочной композиционной СМП (рис. 7.4).

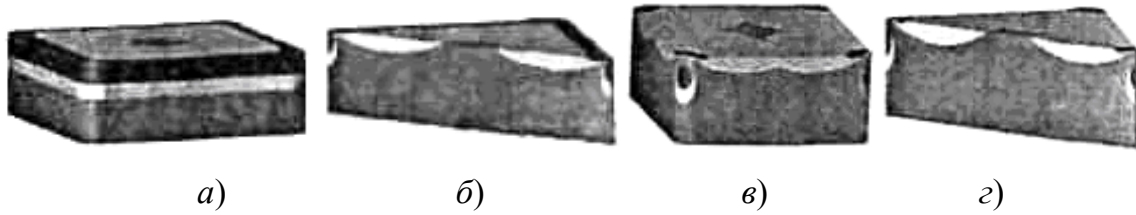


Рис. 7.4. Модели СМП, нагруженные сосредоточенной силой резания

Для параболического закона распределения касательных напряжений получено следующее уравнение, описывающее форму передней поверхности с равномерным износом:

$$(1 - m)(4\tau_m m - \sigma_m y') / \sqrt{1 + y'^2} = \tau_n = \text{const}, \quad (7.3)$$

где $m = x/l_n$ (l_n – длина контакта в рассматриваемом сечении); $\tau_m = \tau l_n^2 / L^2$, $\sigma_m = \sigma l_n^2 / L^2$ – максимальные касательные и нормальные нагрузки в рассматриваемом сечении (τ , σ – максимальные касательные и нормальные нагрузки на всем пятне контакта; L – максимальная длина контакта).

На рис. 7.5 приведены результаты расчетов профиля передней поверхности для различных задаваемых значений τ_n .

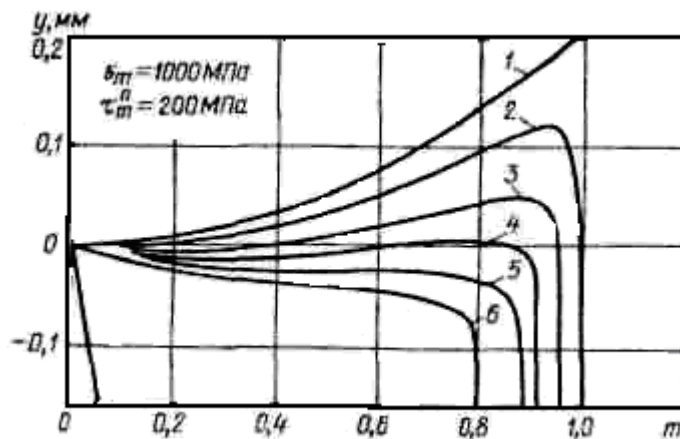


Рис. 7.5. Профили передней поверхности, обеспечивающие ее равномерное изнашивание: $\tau_n = 0$ (1), 50 (2), 100 (3), 150 (4), 200 (5), 250 МПа (6)

Для получения трехмерной твердотельной модели СМП с передней поверхностью, обеспечивающей равномерный износ, необходимы следующие исходные данные: геометрия пятна контакта; угол схода

стружки; максимальные нормальные и касательные нагрузки на передней поверхности. Геометрические параметры пятна контакта определяли путем сканирования фотографий лунки износа на передней поверхности, что позволило при последующей обработке фотографий выявить границы пятна контакта и угол схода стружки. Далее полученное пятно контакта разбивали на сечения вертикальными плоскостями, проведенными в направлении схода стружки. После расчета профиля поверхности с равномерным износом в одном сечении расчет повторяли аналогичным образом для следующего сечения, и так далее для всех сечений по пятну контакта. Затем по ряду полученных сечений в AutoCAD строили трехмерную модель СМП (рис. 7.6).



Рис. 7.6. СМП с эффектом самозатачивания:

$a - \varphi = 45^\circ$; $b - \varphi = 90^\circ$; СЧ 25 – ВК6; $t = 1,5$ мм; $S = 0,5$ мм/об.;
 $\sigma = 1000$ МПа; $\tau = 200$ МПа

Следует отметить, что эффекта самозатачивания можно добиться не только специальной формой передней поверхности СМП на пятне контакта стружки, но и за счет композиционного покрытия с различными коэффициентами износостойкости в каждой точке контакта, наносимого на плоскую переднюю поверхность.

В основу принципа ломания стружки специальной формой передней поверхности положено условие ее кольцевого завивания в вертикальной плоскости, которое приводит к силовому контакту между витком стружки и предыдущим положением поверхности резания и тем самым – к надежному ее ломанию. Согласно работе [200] кольцевое завивание стружки возникает при совпадении направления сил, действующих на нее со стороны передней поверхности и со стороны условной поверхности сдвига. Регулирующими параметрами при этом являются динамический угол наклона режущей кромки и геометрия режущей кромки в плане.

Для расширения диапазона стружколомания были предложены три варианта режимов резания – обработка с переменной глубиной резания, с переменной подачей и с постоянным отношением подачи к глубине резания.

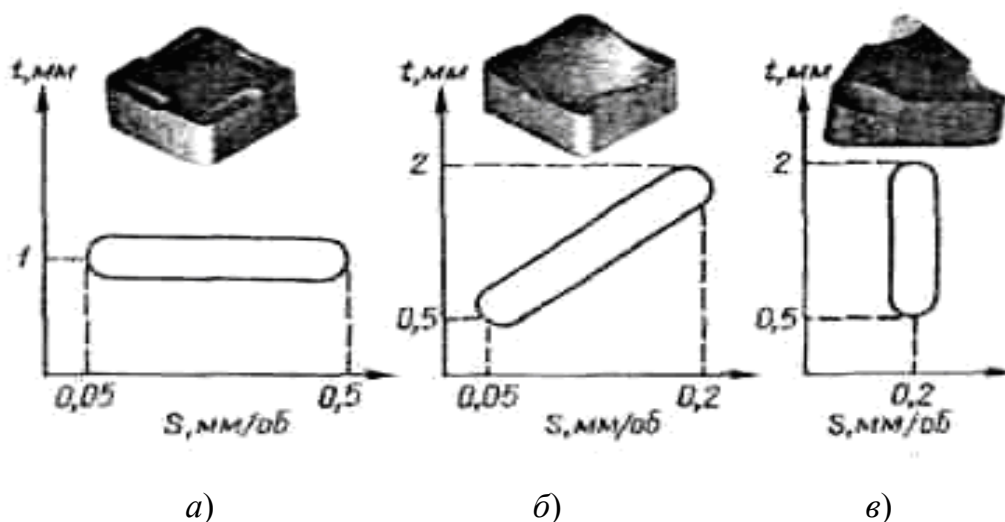


Рис. 7.7. Примеры конструкций СМП и соответствующие им проектные диаграммы стружкодробления:

$a, б - \varphi = 45^\circ; в - \varphi = 90^\circ$

На рис. 7.7 приведены примеры твердотельных моделей квадратных и трехгранной СМП и соответствующие проектные диаграммы стружкодробления. Данные пластины предназначены для наружного продольного точения стали 20Г резцами с СМП из твердого сплава Т15К6, причем квадратные пластины спроектированы для установки в корпусе резца с главным углом в плане $\varphi = 45^\circ$, а трехгранная – с $\varphi = 90^\circ$.

8. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ

По мере совершенствования режущих инструментов и гибких производственных модулей, входящих в состав ГПС, основное время обработки будет сокращаться, а влияние вспомогательного, подготовительно-заключительного времени и времени диагностики состояния инструмента будет возрастать.

На рис. 8.1 приведена диаграмма вкладов составляющих общей стоимости операции при использовании СМП, надежность которых обеспечивалась технологическими методами замены материалов [202]: твердого сплава ТТ8К6 без покрытия, особомелкозернистого твердого сплава TN250 с покрытием и режущей керамики AC5.

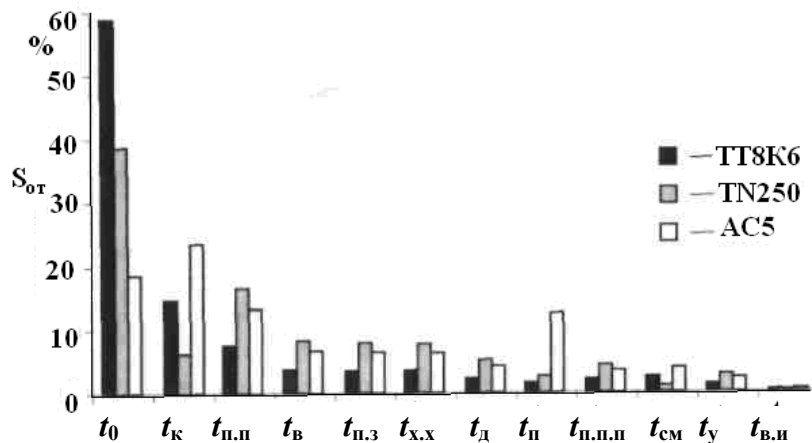


Рис. 8.1. Диаграмма вкладов различных показателей обработки в ее стоимость [202]:

t_0 – основное время; t_k – время на определение и ввод коррекции в программу обработки; $t_{п.п}$ – время на подготовку производства; $t_в$ – вспомогательное время; $t_{п.з}$ – подготовительно-заключительное время; $t_{х.х}$ – время холостых ходов; $t_д$ – время диагностики состояния инструмента; $t_п$ – стойкость пластин; $t_{п.п.п}$ – время на повторную подготовку производства; $t_{см}$ – время смены инструмента; t_y – время функционирования системы управления; $t_{в.и}$ – стойкость вспомогательного инструмента

Как видно на рис. 8.1, наибольшее влияние на стоимость обработки на станке с ЧПУ оказывают основное время t_0 и время на определение и ввод необходимой коррекции параметров в программу обработки t_k при условии, что в этих действиях будет принимать участие оператор.

Оценка влияния резервирования инструмента с замещением производилась по стоимости продукции, полученной в условиях ГПС ([94], [202], [203] и др.):

$$C_{\Sigma} = \left(\sum_{i=1}^x \frac{E_{c.mi}}{60} + \sum_{i=1}^x \frac{\lambda_i Z_{oi}}{60} \right) \bar{t}_T + \sum_{i=1}^x \sum_{j=1}^n \frac{Z_{ji}}{N_{ji}}, \quad (8.1)$$

где x – количество гибких производственных модулей в ГПС; λ_i – коэффициент, учитывающий многостаночное обслуживание; Z_{oi} – часовая ставка зарплаты оператора; Z_{ji} – стоимость j -го режущего инструмента, отнесенная к периоду его стойкости; n – количество инструментов, участвующих в i -й операции; N_{ji} – количество деталей, обработанных j -м инструментом за период его стойкости; $N_{ji} = \frac{T_{ji}}{t_{oji}}$;

t_{oji} – основное время работы j -м инструментом; T_{ji} – период стойкости j -го инструмента; \bar{t}_T – средний такт выпуска.

Первый член уравнения (8.1) учитывает среднюю стоимость продукции на рабочем месте ГПС, второй учитывает неравномерность загрузки рабочих мест, а третий – стоимость режущих инструментов.

Средний такт выпуска при работе ГПС учитывает наличие в ней промежуточных накопителей, разное время работы различных производственных модулей и может быть определен следующим образом:

$$\bar{t}_T = \left(1 + \frac{x + \sum_{i=1}^x N_{hi} - 1}{N} \right) t_{Tmax} + \sum_{i=1}^x \sum_{j=1}^n \frac{t_{см.ji} + t'_{см.ji} + t_{kji}}{N_{ji}} + \frac{\sum_{i=1}^x t_{ni}}{N}, \quad (8.2)$$

где N_{hi} – количество деталей в i -м промежуточном накопителе; N – количество рабочих мест в ГПС; $t_{см.ji}$ – время смены j -го инструмента; $t'_{см.ji}$ – не перекрываемое время смены инструментов за период работы гибкого модуля; t_{ni} – время перерывов в работе ГПС; t_{Tmax} – максимальный такт выпуска; t_{kji} – время на определение и ввод коррекции в программу обработки для j -го инструмента.

Максимальный такт выпуска равен максимальному времени обработки на всех рабочих местах ГПС:

$$t_{T\max} = \max_{i \in X} \left[\sum_{j=1}^n (t_{oj} - t'_{oj} + t_{bj} - t'_{bj}) \right], \quad (8.3)$$

где t_{oj} , t_{bj} – основное и вспомогательное время работы j -м инструментом; t'_{oj} , t'_{bj} – основное и вспомогательное не перекрываемое время.

При этом возможны несколько сочетаний стоимостей сравниваемых инструментов (условно – 1 и 2) и периодов их стойкости:

1) $Z_{j1} < Z_{j2}$; $T_1 > T_2$ – не имеет практического значения, поскольку нет смысла использовать более дорогой и менее работоспособный инструмент;

2) $Z_{j1} > Z_{j2}$; $T_1 < T_2$ – возможно при замене более дорогого инструмента и менее работоспособного;

3) $Z_{j1} < Z_{j2}$; $T_1 < T_2$ – возможно при замене на более дорогой, но и более работоспособный инструмент. Такое сочетание целесообразно, если:

– период стойкости более дорогого инструмента будет достаточно высок, чтобы сокращение времени смены инструмента, отнесенное к одной детали, повлияло на производительность обработки;

– при постоянной стойкости можно увеличить режим резания и тем самым уменьшить основное время обработки, увеличить производительность и снизить стоимость обработки;

– одновременно возможно увеличение стойкости инструмента и режима обработки;

4) $Z_{j1} > Z_{j2}$; $T_1 > T_2$ – возможно при условии, что меньший период стойкости существенно не увеличит частоту смены инструмента и, соответственно, производительность обработки.

Рассмотрим влияние некоторых факторов обработки на ее экономические показатели и производительность (расчеты выполнены в сопоставимых ценах).

На рис. 8.2, а приведены графики влияния скорости резания на стоимость обработки при различных периодах стойкости инструмента. Так, например, при соотношении стойкости инструмента 1 : 0,5 : 5 скорость резания с минимальной стоимостью изменяется, соответственно: 1 : 0,85 : 1,06, а при соотношении времени коррекции инструмента 1 : 5 : 10 скорость резания с минимальной стоимостью изменяется в соотношении 1 : 0,68 : 0,5 (рис. 8.2, б).

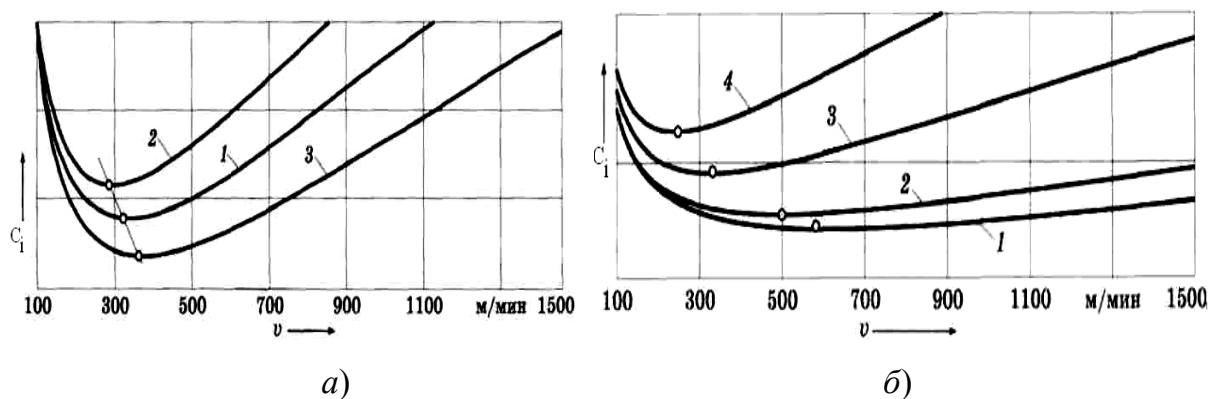


Рис. 8.2. Графики влияния скорости резания на стоимость операции при:

a – относительной стойкости инструмента $T_{от} = 1$ (1), $T_{от} = 0,5$ (2), $T_{от} = 5$ (3); *б* – времени коррекции кромки инструмента $t_k = 0$ (1), $t_k = 2$ мин (2), $t_k = 10$ мин (3), $t_k = 20$ мин (4) [202]

Кривая 1 (рис. 8.2, б) соответствует случаю $t_k = 0$ с временным резервом, когда все поправки определяются вне станка; кривая 2 – случаю $t_k = 2$ мин, когда часть инструментов настраивается заранее, вне станка, а другая часть – непосредственно на станке с использованием измерительных зондов; кривые 3, 4 – случаям $t_k = 10$ и 20 мин, когда для определения коррективов необходимо выполнять дополнительные пробные проходы.

Полученные соотношения характерны для перетачиваемых режущих инструментов и инструментов сборных конструкций. В последнем случае, однако, решающую роль играет стоимость сменной пластины. Так, например, увеличение стоимости СМП в 4 раза повышает стоимость обработки на 8–9 %, тогда как стоимость державок, корпусов и т. д., разложенная на несколько периодов стойкости, оказывает меньшее влияние.

На основании зависимостей, показанных на рис. 8.2, были построены номограммы для определения возможности использования более дорогих, но не требующих коррекции режущих инструментов (рис. 8.3, а). При этом в стоимость инструмента входит комплект СМП.

Принимая за базовое время $t_k = 10$ мин, можно установить, что при времени $t_k = 5$ мин инструмент может быть дороже в 2,5 раза, а при $t_k = 0$ мин – в 4 раза.

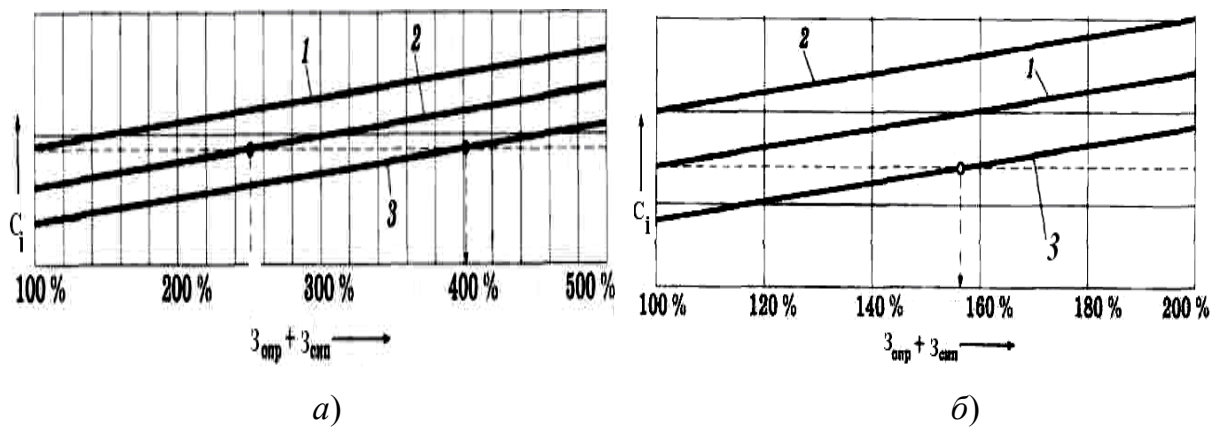


Рис. 8.3. Графики влияния относительной стоимости сборного режущего инструмента на стоимость операции при:
a – времени коррекции условий обработки ($t_k = 10$ мин (1), $t_k = 5$ мин (2), $t_k = 0$ мин (3)); *б* – относительном времени смены инструмента: ($t_{см} = 1$ (1), $t_{см} = 2$ (2), $t_{см} = 0,05$ (3)) [202]

Таким образом, для повышения надежности работы станков с ЧПУ необходимо применять сборный металлорежущий инструмент с резервированием замещением режущих кромок без дополнительной подналадки. В зависимости от конструкции узла крепления пластины время смены ее кромок может изменяться в достаточно широких пределах и для его уменьшения необходимо автоматизировать процесс смены режущих кромок путем использования инструмента с автоматической сменой режущих кромок, что экономически оправдано (рис. 8.3, б).

Литература

1. Инструмент для станков с ЧПУ, многоцелевых станков и ГПС / И. Л. Фадюшин [и др.]. – М. : Машиностроение, 1990. – 272 с.
2. Сборный твердосплавный инструмент / Г. Л. Хаеа [и др.] ; под общ. ред. Г. Л. Хаеа. – М. : Машиностроение, 1989. – 256 с.
3. Ящерицын, П. И. Основы проектирования технологических комплексов в машиностроении : монография / П. И. Ящерицын, Л. М. Акулович, М. Л. Хейфиц. – Минск : Технопринт, 2006. – 248 с.
4. Маслов, А. Ф. Конструкции и эксплуатация прогрессивного инструмента / А. Ф. Маслов. – М. : ИТО, 2006. – 169 с.
5. Автоматизация выбора режущего инструмента для станков с ЧПУ / В. И. Аверченков [и др.]. – Брянск : БГТУ, 2010. – 148 с.
6. Шатуров, Г. Ф. Прогрессивные процессы механической обработки поверхностей / Г. Ф. Шатуров, Ж. А. Мрочек. – Минск : Технопринт, 2001. – 460 с.
7. Справочник конструктора-инструментальщика / В. И. Баранчиков [и др.] ; под общ. ред. В. А. Гречишникова и С. В. Кирсанова. – М. : Машиностроение, 2006. – 542 с.
8. Ящерицын, П.И. Основы технологии механической обработки и сборки в машиностроении / П. И. Ящерицын. – Минск : Выш. шк., 1974. – 543 с.
9. Кудевицкий, Я. В. Фасонные фрезы / Я. В. Кудевицкий. – Л. : Машиностроение, 1978. – 176 с.
10. Хаеа, Г. Л. Прочность режущего инструмента / Г. Л. Хаеа. – М. : Машиностроение, 1975. – 164 с.
11. Романов, В. В. Выбор оптимального радиуса округления режущих кромок инструмента по его прочности при прерывистом резании / В. В. Романов, В. Н. Чижов // Изв. вузов. Сер. Машиностроение. – 1988. – № 3. – С. 126–131.
12. Грудов, П. П. Режущие свойства твердосплавных фрез при фрезеровании чугуна и стали / П. П. Грудов, С. И. Волков, М. С. Харламов. – М. : ВНИИ, 1953. – 18 с.
13. Лоладзе, Т. Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента / Т. Н. Лоладзе. – М. : Машиностроение, 1982. – 320 с.
14. Конструирование и оснащение технологических комплексов / А. М. Русецкий [и др.] ; под общ. ред. А. М. Русецкого. – Минск : Беларус. навука, 2014. – 316 с.

15. Михайлов, М. И. Повышение прочности сборного режущего инструмента / М. И. Михайлов ; под ред. П. И. Ящерицына. – Минск : Навука і тэхніка, 1993. – 174 с.
16. Шатуров, Д. Г. Технологические особенности чистовой токарной обработки валов / Д. Г. Шатуров, Г. Ф. Шатуров, А. А. Жолобов. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2015. – 192 с.
17. Михайлов, М. И. Сборный металлорежущий механизированный инструмент: Ресурсосберегающие модели и конструкции / М. И. Михайлов ; под ред. Ю. М. Плескачевского. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2008. – 339 с.
18. Михайлов, М. И. Моделирование точности сборного механизированного инструмента / М. И. Михайлов // Современ. проблемы машиноведения : тез. докл. Междунар. науч.-техн. конф., Гомель, 19–20 окт. 2006 г. / ГГТУ им. П. О. Сухого. – Гомель, 2006. – С. 88–89.
19. Cranur, H. Stationary and Related Stochastic Processes / H. Cranur, M. R. Leadbetter // *Jon. Wiley.* – 1967. – P. 147–165.
20. Leadbetter, M. R. Curve Crossings by Normal Processes and Reliability Implications / M. R. Leadbetter, J. D. Geyer // *SIAM Review.* – 1965. – № 2. – P. 173–181.
21. Корданский, Х. Б. Приложение теории вероятности в инженерном деле / Х. Б. Корданский. – М.–Л. : Физматгиз, 1963. – 436 с.
22. Венцель, Е. С. Теория случайных процессов и ее инженерные приложения / Е. С. Венцель, Л. А. Овчаров. – М. : Высш. шк., 2000. – 383 с.
23. Справочник инструментальщика / И. А. Ординарцев [и др.] ; под общ. ред. И. А. Ординарцева. – Л. : Машиностроение, 1987. – 846 с.
24. Васин, С. А. Проектирование сменных многогранных пластин: Методологические принципы / С. А. Васин, С. Я. Хлудов. – М. : Машиностроение, 2006. – 352 с.
25. Михайлов, М. И. Исследование геометрических параметров базовых граней сменных многогранных пластин / М. И. Михайлов, З. Я. Шабакаева // *Материалы, технологии, инструмент.* – 1996. – № 3. – С. 84–87.
26. Михайлов, М. И. Исследование контурных площадей касания базовых граней СМП с эталонной плоскостью / М. И. Михайлов, А. А. Карпов // *Вклад вуз. науки в развитие приоритет. направлений произв.-хоз. деят-сти, разработку эконом. и экологически чистых технологий и прогрессив. методов обучения : материалы Ме-*

- ждунар. науч.-техн. конф., Минск, 24 нояб. 2000 г. / Белорус. нац. техн. ун-т. – Минск, 2000. – С. 92.
27. Материалы каталогов фирмы «Sandvik Coromant» : Tool monitoring System. IntelliTool.
 28. Primus, J. F. Spezifische Beanspruchungen in den Kontaktzonen von Drehwerkzeugen und ihr Einfluss auf Spanbildung und Verschleiss / J. F. Primus // Industrie Anzeiger. – 1970. – № 24. – S. 17–21.
 29. Базров, Б. М. Расчет точности машин на ЭВМ / Б. М. Базров. – М. : Машиностроение, 1984. – 256 с.
 30. Михайлов, М. И. Математическая модель точности сборного инструмента / М. И. Михайлов // Новые технологии в машиностроении и вычисл. технике. – Брест : БПИ, 1998. – С. 111–116.
 31. Хамуда, С. Н. Экспериментальное исследование жесткости сборных торцевых фрез по их статическим характеристикам / С. Н. Хамуда, К. Г. Громаков, А. Д. Шустиков // Исслед. процессов обработки металлов и динамики технолог. оборудования. – М., 1982. – С. 44–49.
 32. Исследование спектров колебаний и стойкости торцевых фрез с механически закрепленными режущими пластинами / А. Д. Шустиков [и др.] // Исслед. динамики технолог. оборудования и инструмента : сб. ст. – М. : МСТИ, 1982. – С. 34–37.
 33. Методика исследования статических характеристик сборных фрез / В. М. Малыгин [и др.] // Вопр. повышения качества металлорежущего оборудования и инструмента : сб. ст. – М. : МСТИ, 1984. – С. 33–37.
 34. Способ контроля качества инструмента : а. с. 2895679 СССР : МКИ5 В23В / А. Д. Шустиков [и др.] ; дата публ. : 07.12.1981.
 35. Вольвачев, Ю. Ф. Оценка качества сборных проходных резцов по статическим и динамическим характеристикам на полуавтоматических испытательных стендах : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.03.01 / Ю. Ф. Вольвачев ; Мосстанкин. – М., 1953. – 18 с.
 36. Малыгин, В. М. Модель напряженно-деформированного состояния режущего элемента сборного инструмента / В. М. Малыгин, Н. В. Лобанов // Вестн. машиностроения. – 2000. – № 2. – С. 22–26.
 37. Прочность твердосплавных пластин для черновой обработки жаропрочных сплавов / М. Ю. Левин [и др.] // Станки и инструмент. – 1990. – № 12. – С. 30–31.
 38. Гречишников, В. А. Исследование деформированного состояния сборного режущего элемента методом конечных элементов / В. А. Гречишников, С. В. Лукина, А. И. Веселов // Конструктор-

- ско-технолог. информатика 2000 : материалы IV Междунар. конгр., Москва, 2000 г. / МГТУ. – М., 2000. – Т. 1. – С. 158–160.
39. Баженов, А. В. Особенности композиционных резцов как объектов механики деформируемого твердого тела / А. В. Баженов, В. И. Желтков // Мат. методы в технике и технологиях : материалы 12-й Междунар. науч. конф., Великий Новгород, 1–3 июня 1999 г. : в 4 т. – Великий Новгород : НГУ, 1999. – Т. 4. – С. 123–124.
 40. Баженов, А. В. Суперэлементная модель композиционных резцов / А. В. Баженов, В. И. Желтков // Мат. методы в технике и технологиях : материалы 12-й Междунар. науч. конф., Великий Новгород, 1–3 июня 1999 г. : в 4 т. – Великий Новгород : НГУ, 1999. – Т. 2. – С. 124–126.
 41. Борцов, В. Е. Математическая модель механизма образования погрешностей взаимозаменяемой размерной настройки сборного режущего инструмента на токарных станках с ЧПУ / В. Е. Борцов, С. В. Спренне // Автоматизация и механизация технолог. процессов в авиац. пром-сти : сб. ст. – Харьков : ХАИ, 1978. – № 1. – С. 85–94.
 42. Выбор, эксплуатация и организация внедрения резцов со сменными механически закрепляемыми пластинами : метод. рекомендации. – М. : ВНИИТЭРМ. – 1987. – 60 с.
 43. Когель, И. З. Исследование жесткости узлов крепления пластин твердого сплава в корпусе инструмента и ее влияние на стойкость лезвия при торцевом фрезеровании : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.03.01 / И. З. Когель ; Мосстанкин. – М., 1985. – 22 с.
 44. Гениатулин, А. М. Анализ экспериментальных методов изучения деформаций элементов сборных режущих инструментов / А. М. Гениатулин. – Курган, 1984. – Деп. в ВНИИТЭРМ 20.12.84. – № 348.
 45. Was ist dran an Big Brother. Produktion: Die Wochenzeitung fur das technische Management. – 2000. – № 3. – S. 11.
 46. Systeme d'outil equilibre multi-fonctions. TraMetal : revue technique mensuelle du travail des metaux. – 2000. – № 51. – P. 14–16.
 47. Porte-outil polyvalent pour tours a pousee mobile. TraMetal : revue technique mensuelle du travail des metaux. – 2000. – № 49. – P. 20.
 48. Уфимович, И. А. Повышение эксплуатационной эффективности инструмента на основе исследования напряженно-деформированного состояния и прочности его режущей части при различных видах стружкообразования : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.03.01 / И. А. Уфимович ; Томск. политехн. ун-т. – Томск, 1999. – 24 с.

49. Артамонов, Е. В. Разработка конструкций сменных многогранных пластин повышенной прочности с применением метода конечных элементов / Е. В. Артамонов, М. Х. Утешев, Т. Е. Помигалова // Инструмент Сибири. – 2000. – № 1. – С. 9–10.
50. Boring bars // *Cutt. Tool Eng.* – 2001. – № 6. – P. 26.
51. Systeme de porte-outils pour plaquettes negatives // *TraMetal : revue technique mensuelle du travail des metaux.* – 2000. – P. 22.
52. Лукина, С. В. Система автоматизированного проектирования сборного режущего инструмента / С. В. Лукина // Конструкторско-технолог. информатика–2000 : материалы IV Междунар. конгр., Москва, 2000 г. / МГТУ. – М., 2000. – Т. 2. – С. 33–36.
53. Stabiles Werkzeug, wenig Vibration // *Ind.-Anz.* – 2000. – № 3. – S. 43.
54. Хандожко, А. В. Совершенствование автоматизированного проектирования инструментов / А. В. Хандожко // Конструкторско-технолог. информатика–2000 : материалы IV Междунар. конгр., Москва, 2000 г. / МГТУ. – М., 2000. – Т. 2. – С. 240–242.
55. Autofacing tools // *Manuf. Eng. (USA).* – 2000. – № 3. – P. 115.
56. Method and apparatus for mitigating vibration associated with rotary cutting machines : пат. 6071219 США : МПК7 В 23 Q 3/157, В23 В 31/00 / Cook Harold ; дата публ. : 06.06.2000.
57. Шевченко, М. В. Экспериментальное исследование жесткости концевых фрез / М. В. Шевченко // Сб. науч. тр. / Ин-т машиностроения. – СПб., 1999. – № 1. – С. 225–227.
58. Михайлов, М. И. Экспериментальные исследования влияния системы крепления режущих пластин на жесткость сборных резцов / М. И. Михайлов // *Механика механизмов, машин и материалов.* – 2016. – № 1. – С. 92–96.
59. Подскребко, М. Д. Сопротивление материалов. Основы теории упругости, пластичности, ползучести и механики разрушения / М. Д. Подскребко. – Минск : Выш. шк., 2009. – 670 с.
60. Лыков, А. В. Теория теплопроводности / А. В. Лыков. – М. : Высш. шк., 1967. – 599 с.
61. Москвитин, В. В. Сопротивление вязкоупругих материалов / В. В. Москвитин. – М. : Наука, 1981. – 344 с.
62. Ильюшин, А. А. Основы математической теории термовязкоупругости / А. А. Ильюшин, Б. Е. Победря. – М. : Наука, 1970. – 280 с.
63. Москвитин, В. В. Циклическое нагружение элементов конструкций / В. В. Москвитин. – М. : Наука, 1981. – 344 с.

64. Чернявский, П. М. Основы проектирования точных станков. Теория и расчет : учеб. пособие / П. М. Чернявский. – М. : КНОРУС, 2013. – 240 с.
65. Левина, З. М. Контактная жесткость машин / З. М. Левина, Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1971. – 238 с.
66. Рыжов, А. В. Контактная жесткость деталей машин / А. В. Рыжов. – М. : Машиностроение, 1966. – 348 с.
67. Виксман Е. С. Скоростное нарезание резьб и червяков / Е. С. Виксман. – М. : Машиностроение, 1966. – 89 с.
68. Справочник технолога машиностроителя : в 2 т. Т. 2 / под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – М. : Машиностроение, 1986. – 496 с.
69. Малкин, А. Я. Вопросы качества режущих инструментов / А. Я. Малкин // Изв. вузов. Машиностроение. – Изд-во МВТУ им. Н. Э. Баумана. – 1979. – № 11. – С. 95–104.
70. Маслов, А. Р. Новые способы крепления инструмента на металлорежущих станках / А. Р. Маслов. – Машиностроительное пр-во. Сер. Инструмент. и метролог. оснащение металлообработ. пр-ва : Обзор информ. / ВНИИТЕМП. – Вып. 2. – М. : 1991. – 24 с.
71. Шустиков, А. Д. Анализ качества сборных проходных резцов / А. Д. Шустиков // Обзор. – М. : НИИМАШ, 1981. – 40 с.
72. Вульф, А. М. Резание металлов / А. М. Вульф. – Л. : Машиностроение, 1973. – 488 с.
73. Федоров, В. Л. Влияние жесткости, частоты и амплитуды колебаний инструмента на его стойкость / В. Л. Федоров, А. Д. Шустиков // Станки и инструмент. – 1979. – № 6. – С. 18–19.
74. Адаптивное управление технологическими процессами / Ю. М. Соломенцев [и др.]. – М. : Машиностроение, 1980. – 536 с.
75. Нашиф, А. Демпфирование колебаний / А. Нашиф, Д. Джоунс, Дж. Хендерсон. – М. : Мир, 1988. – 314 с.
76. Обморшев, А. Н. Введение в теорию колебаний / А. Н. Обморшев. – М. : Наука, 1965. – 276 с.
77. Хаджиян, А. Обзор методов нахождения оценок эквивалентного динамического процесса. Теоретические основы инженерных расчетов / А. Хаджиян, С. Масри, А. Сауд. – М. : Мир, 1988. – № 1. – С. 163–175.
78. Глазер, Н. Разработка борштанг с активным управлением при помощи гидравлических камер / Н. Глазер // Конструирование и технология машиностроения. – 1979. – № 3. – С. 210–213.

79. Выбор конструкции и эксплуатации резцов с механическим креплением твердосплавных пластин / А. Д. Локтев [и др.] // Станки и инструмент. – 1985. – № 12. – С. 11–13.
80. Кедров, С. С. Колебания металлорежущих станков / С. С. Кедров. – М. : Машиностроение, 1978. – 199 с.
81. Ананьев, И. В. Расчет колебаний балок в некоторых особых случаях нагружения // Труды ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского. – М., 1972. – Вып. 1418. – 41 с.
82. Вейц, В. Л. Вынужденные колебания в металлорежущих станках / В. Л. Вейц, В. К. Дондошанский, В. И. Чиряев. – М. : Машгиз, 1959. – 288 с.
83. Жарков, И. Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И. Г. Жарков. – Л. : Машиностроение, 1986. – 179 с.
84. Мурашкин, Л. С. Прикладная нелинейная механика станков / Л. С. Мурашкин, С. Л. Мурашкин. – Л. : Машиностроение, 1977. – 192 с.
85. Хитрик, В. Э. Спектральные характеристики металлорежущих станков в процессе резания / В. Э. Хитрик, Н. Л. Петрашина, Т. А. Сидачев // Вибротехника. – 1986. – № 3 (51). – С. 123–129.
86. Этин, А. И. Исследование и разработка ускоренного метода оценки динамического качества станка в производственных условиях / А. И. Этин, А. Л. Вильсон, Р. З. Иордани // Вестн. машиностроения. – 1996. – № 7. – С. 36–40.
87. Горшков, А. Г. Теория упругости и пластичности / А. Г. Горшков, Э. И. Старовойтов, Д. В. Тарлаковский. – М. : Физматлит, 2002. – 416 с.
88. Журавков, М. А. Механика сплошных сред. Теория упругости и пластичности / М. А. Журавков, Э. И. Старовойтов. – Минск : БГУ, 2010. – 600 с.
89. Курант, Р. Методы математической физики : в 2 т. Т. 1 / Р. Курант, Д. Гильберт. – М.–Л. : Гостехиздат, 1951. – 360 с.
90. Старовойтов, Э. И. Основы теории упругости, пластичности и вязкоупругости / Э. И. Старовойтов. – Гомель : БелГУТ, 2001. – 344 с.
91. Толоконников, Л. А. Механика деформируемого твердого тела / Л. А. Толоконников. – М. : Высш. шк., 1979. – 318 с.
92. Рихтмайер, Р. Разностные методы решения краевых задач : пер. с англ. / Р. Рихтмайер, К. Мортон. – М. : Мир, 1972. – 418 с.
93. Кончаков, Н. И. Численное исследование статики и динамики тонких анизотропных оболочек / Н. И. Кончаков, Б. А. Куранов

- // Расчеты на прочность : сб. науч. ст. – М. : Машиностроение, 1998. – С. 172–182.
94. Лищинский, Л. Ю. Структурный и параметрический синтез гибких производственных систем / Л. Ю. Лищинский. – М. : Машиностроение, 1990. – 312 с.
 95. Кузнецов, М. М. Проектирование автоматизированного производственного оборудования / М. М. Кузнецов, Б. А. Усов, В. С. Стародубов. – М. : Машиностроение, 1987. – 288 с.
 96. Шведенко, В. Н. Теоретический расчет закона распределения стойкости резцов при точении / В. Н. Шведенко // Вестн. машиностроения. – 1989. – № 10. – С. 49–51.
 97. Нодельман, М. О. Идентификация периодичности смены режущего инструмента / М. О. Нодельман // Вестн. машиностроения. – 1989. – № 7. – С. 46–48.
 98. Зайцев, В. П. Оптимизация состава комплекта инструментов для обработки деталей на ГПМ / В. П. Зайцев, А. С. Кракиновский, С. М. Позин // Станки и инструмент. – 1990. – № 6. – С. 11–12.
 99. Эстерзон, М. А. Технология обработки на станках с ЧПУ / М. А. Эстерзон, Т. М. Нахова // Стружка. – 2006. – № 3. – С. 12–16.
 100. Ресурсосберегающий режущий инструмент и рациональное инструментообеспечение / М. И. Михайлов [и др.] ; под общ. ред. М. И. Михайлова, П. В. Сысоева. – Минск : НТО машиностроителей, 1991. – 108 с.
 101. Бугреев, В. А. Обеспечение требуемого уровня надежности объектов инфраструктуры железнодорожного транспорта и систем обеспечения движения поездов за счет реализации временной избыточности / В. А. Бугреев, Е. В. Новиков // НТТ – Наука и техника транспорта. – 2011. – № 3. – С. 81–87.
 102. Михайлов, М. И. Структурная оптимизация надежности системы инструментообеспечения по критериям риска и наработки на отказ / М. И. Михайлов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2012. – № 4. – С. 20–28.
 103. Режущий инструмент и инструментообеспечение автоматизированного производства / Е. Э. Фельдштейн [и др.] ; под общ. ред. Е. Э. Фельдштейна. – Минск : Высш. шк., 1993. – 424 с.
 104. Митрофанов, В. Г. Живучесть гибких производственных систем / В. Г. Митрофанов, А. С. Старостин // Станки и инструмент. – 1990. – № 12. – С. 9–11.

105. Schneidplattenwechsler fur Schnaidplatten : пат. 2744714 ФРГ : МПК 5 В23 В 27/16 / F. Seeger; № F 2744714 S ; дата публ.: 19.04.1979.
106. Schneidwerkzeug fur spanabhebende Bearbeitung mit auswechselbaren Schneideinsätzen und einer Vorrichtung zum Zufuhren der Schneidein- satze aus einem Magazin : пат. 23 13 229 ФРГ : МПК2 В23 В 27/16 / K. Behn, R, Munzhuber ; № P 23 13 229.8 ; дата публ.: 12.06.1975.
107. Drehmeißel mit integriertem Schneidplattchenwechsel und Schneidenverschleißmessung : Patent 218 290 DDR : В23 В 29/32 / R. Redlin, S. Siegfried ; № 252 737 7 ; pub. date: 06.02.1985.
108. Режущий инструмент с устройством для автоматической смены вставной твердосплавной пластинки : заявка № 50-49138, Япония / К. К. Коге ; дата публ.: 30.11.1984.
109. Режущий инструмент с устройством для замены вставной твердо- сплавной пластинки : заявка № 58-7403, Япония / К. К. Киндзоку ; дата публ.: 09.02.1983.
110. Сборный режущий инструмент : а. с. 1199469 СССР : МКИ 5 В 23 В 27/16 / И. М. Винокур, М. Д. Винокур ; дата публ.: 23.12.1985.
111. Устройство для автоматической смены многогранных неперетачи- ваемых пластин : а. с. 956230 СССР : МКИ 3 В 23 Q 3/15 / Б. Н. Сухоненко, Н. С. Лобочко ; дата публ.: 07.09.1982.
112. Торцовая фреза и устройство поворота многогранных режущих пластин торцовой фрезы : пат. 19118 Респ. Беларусь МПК 2006 В 23 С 5/06 / М. И. Михайлов, К. М. Михайлов ; дата публ.: 30.04.2015.
113. Устройство для механической обработки : а. с. 1553284 СССР, МКИ 5 В 23 В 51/06 / М. И. Михайлов ; дата публ.: 15.03.1990.
114. Режущий инструмент / Д. В. Кожевников [и др.]. – М. : Машино- строение, 2004. – 512 с.
115. Чернавский, Ф. Г. Современные тенденции развития конструкций сборных резцов с неперетачиваемыми пластинками (обзор) / Ф. Г. Чернавский. – М. : НИИмаш, 1983. – 56 с.
116. Свердлов, Г. М. Новый алмазный инструмент для обработки изде- лий из художественного стекла / Г. М. Свердлов, О. Д. Хайт / Ал- мазы и сверхтвердые материалы. – 1979. – № 7. – С. 5–6.
117. Симкин, Э. С. Структура и свойства композиционных алмазосо- держащих материалов, полученных в условиях высоких давлений / Э. С. Симкин, Н. В. Цыпин // Сверхтвердые материалы. – 1989. – № 5. – С. 29–33.

118. Сысоев, П. В. Деформация и износ полимеров при трении / П. В. Сысоев, П. Н. Богданович, А. Д. Лизарев ; под ред. П. В. Сысоева. – Минск : Наука и техника, 1985. – 239 с.
119. Мухелишвили, И. И. Некоторые основные задачи математической теории упругости / И. И. Мухелишвили. – М. : Наука, 1966. – 708 с.
120. Заточное приспособление : а. с. 1779548 СССР : МКИ 5 В 24 В 3/34 / М. И. Михайлов ; дата публ.: 07.12.1992.
121. Михайлов, М. И. Влияние статистических параметров сменных многогранных пластин на контактные напряжения с корпусом сборного инструмента / М. И. Михайлов // Вестн. Черниг. технолог. ун-та. – 2013. – № 4. – С. 48–55.
122. Составной режущий инструмент / К. П. Имшенник [и др.] ; под общ. ред. К. П. Имшенника. – М. : Машиностроение, 1995. – 208 с.
123. Работоспособность инструмента, упроченного методом эпиламирования / В. В. Хрипунов [и др.] // Вестн. машиностроения. – 2000. – № 5. – С. 62–63.
124. Шашок, А. В. Моделирование надежности режущего инструмента / А. В. Шашок // Новые материалы и технологии НМТ–2000 : тез. докл. Всерос. науч.-техн. конф., Москва, 24–25 окт. 2000 г. – М. : ЛАТМЭС, 2000. – С. 318–319.
125. Ross, D. Damping of plate flexural vibrations by means of viscoelastic laminae / D. Ross, E. E. Ungar, E. M. Kerwin // Structural damping. – NY, 1959. – P. 49–57.
126. James, D. W. High damping metals for engineering applications / D. W. James // Mater. Science and Eng. – 1969. – Vol. 4. – № 1. – P. 1–8.
127. Halford, G. R. Low cycle fatigue in torsion / G. R. Halford, J. D. Morrow // Proceedings ASTM. – 1962. – Vol. 62. – P. 695–705.
128. Morrow, J. D. Techniques for the direct determination of nonlinear strains : Prepr. № 17, 11-2-65 / 20-th annual ISA Conf. and Exhibit / J. D. Morrow, G. R. Halford, R. M. Wetzell. – Los Angeles, 1965. – P. 1–6.
129. Белый, В. А. Трение и износ материалов на основе полимеров / В. А. Белый, А. И. Свириденко, М. И. Петраковец ; под ред. В. А. Белого. – Минск : Наука и техника, 1976. – 432 с.
130. Лапицкий, В. А. Физико-механические свойства эпоксидных полимеров и стеклопластиков / В. А. Лапицкий, А. А. Крицук. – Киев : Наук. думка, 1986. – 96 с.

131. Липатов, Ю. С. Физико-химические основы наполнения полимеров / Ю. С. Липатов. – М. : Химия, 1991. – 260 с.
132. Коляго, Г. Г. Материалы на основе ненасыщенных полиэфиров / Г. Г. Коляго, В. А. Струк. – Минск : Наука и техника, 1990. – 136 с.
133. Сэкиутти, И. Влияние температуры на фрикционные свойства пластмасс : пер. с япон. / И. Сэкиутти. – М., 1982. – 342 с.
134. Ли, П. З. Ненасыщенные полиэфирные смолы / П. З. Ли, З. В. Михайлова, Л. Н. Седов // Пласт. массы. – 1967. – № 11. – С. 40–45.
135. Михайлова, З. В. Ненасыщенные полиэфирные смолы с улучшенными экологическими характеристиками / З. В. Михайлова, Р. В. Маркина, Е. Л. Сапожникова // Итоги науки и техники. Сер. Химия и технология высокомолекуляр. соединений. – М., 1983. – Т. 18. – С. 46–91.
136. Михайлова, З. В. Наполненные композиции на основе ненасыщенных полиэфиров / З. В. Михайлова, И. Ф. Пугачевская, В. В. Коврига // Итоги науки и техники. Сер. Химия и технология высокомолекуляр. соединений. – М., 1981. – Т. 14. – С. 2–78.
137. Овчинников, Е. В. Триботехнические характеристики композиционных покрытий / Е. В. Овчинников, С. Д. Лещик, В. А. Струк // Трение и износ. – 2000. – № 1. – С. 76.
138. Ли, Х. Справочное руководство по эпоксидным смолам : пер. с англ. / Х. Ли, К. Невилл. – М. : Энергия, 1973. – 412 с.
139. Чернин, И. З. Эпоксидные полимеры и композиции / И. З. Чернин, Ф. М. Смехов, Ю. В. Хирдов. – М. : Машиностроение, 1982. – 232 с.
140. Композиционные материалы : справочник / под ред. Карпиноса. – Киев, 1986. – 592 с.
141. Писоренко, Г. С. Вибропоглощающие свойства фрикционных материалов / Г. С. Писоренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев ; под ред. Г. С. Писоренко. – Киев : Выш. шк., 1971. – 120 с.
142. Энциклопедия полимеров / Е. И. Тинякова [и др.] ; под ред. В. А. Каргина. – М. : Машиностроение, 1972. – 859 с.
143. Седова, О. И. Отверждение ненасыщенных полиэфирных смол при пониженной температуре / О. И. Седова, Л. Н. Седов // Пласт. массы. – 1984. – № 1. – С. 38–39.
144. Гельфман, М. И. Новый ускоритель отверждения ненасыщенных полиэфирных смол / М. И. Гельфман, Н. М. Град, Н. Г. Козырева // Пласт. массы. – 1987. – № 1. – С. 55–56.
145. Еремьев, М. А. Влияние поверхностно-активных веществ на процесс отверждения полиэфирной смолы / М. А. Еремьев,

- А. П. Прошин, Н. Д. Саратовцева // Пласт. массы. – 1984. – № 12. – С. 47–48.
146. Штопорова, Т. И. Развитие производства полиэфирных смол / Т. И. Штопорова, Т. Н. Быкова // Пласт. массы. – 1987. – № 7. – С. 5–6.
147. Нильсон, Л. Механические свойства полимеров и полимерных композиций / Л. Нильсон. – М. : Химия, 1978. – 378 с.
148. Погосян, А. К. Триботехническое исследование композиционных фрикционных материалов / А. К. Погосян, Н. Г. Меликсетян, Н. А. Ламбарян // Композиц. материалы и их обработка. – Ереван, 1985. – С. 83–89.
149. Погосян, А. К. Трение и износ наполненных полимерных материалов / А. К. Погосян. – М. : Машиностроение, 1977. – 138 с.
150. Струк, В. А. Композиционные полимерные покрытия для восстановления узлов трения машин и технологического оборудования / В. А. Струк, В. И. Кравченко, Г. А. Костюкович // Трение и износ. – 2002. – № 3. – С. 329.
151. Бутько, Т. В. Термоотверждаемые композиции на основе эпоксидных смол (обзор) / Т. В. Бутько, А. Ю. Клюев, Н. Р. Прокопчук // Материалы, технологии, инструменты. – 2004. – № 1. – С. 36–46.
152. Бутько, Т. В. Термоотверждаемые композиции на основе эпоксидных смол (обзор) / Т. В. Бутько, А. Ю. Клюев, Н. Р. Прокопчук // Материалы, технологии, инструменты. – 2003. – № 1. – С. 60–62.
153. Берлин, А. А. Основы адгезии полимеров / А. А. Берлин, В. Е. Басин. – М. : Химия, 1974. – 392 с.
154. Кудина, Е. Ф. Влияние предварительной обработки поверхности металлов на адгезионную и механическую прочность многослойных материалов / Е. Ф. Кудина, С. И. Тюрина, Д. Н. Кушнеров // Материалы, технологии, инструменты. – 2002. – № 3. – С. 73–76.
155. Белый, В. А. Полимерные покрытия / В. А. Белый, В. А. Довгяло, О. Р. Юркевич ; под ред. В. А. Белого. – Минск : Наука и техника, 1976. – 416 с.
156. Белый, В. А. Адгезия полимеров к металлам / В. А. Белый, Н. И. Егоренков, Ю. М. Плескачевский ; под ред. В. А. Белого. – Минск : Наука и техника, 1971. – 228 с.
157. Фрикционные композиты на основе полимеров / А. К. Погосян [и др.] ; под ред. В. А. Белого. – Минск : Информтрибо, 1992. – 218 с.
158. Прушак, В. Я. Технология древесно-полимерных композитов для деталей машин / В. Я. Прушак, С. Н. Колдаева, М. И. Михайлов ; под ред. П. В. Сысоева. – Минск : Информтрибо, 1992. – 226 с.

159. Михайлов, М. И. Износостойкость ограничных дисков / М. И. Михайлов, В. Я. Щерба, В. Я. Прушак ; под ред. П. Н. Богдановича, П. В. Сысоева. – Гомель : Инфотрибо, 1996. – 160 с.
160. Михайлов, М. И. Оптимизация состава фрикционного покрытия твердосплавных пластин сборного инструмента / М. И. Михайлов, З. Я. Шабакаева // Материалы, технологии, инструмент. – 1996. – № 3. – С. 28–30.
161. Михайлов, М. И. Исследование влияния компонентов композиционного материала на основе эпоксиполиэфирных смол на его свойства / М. И. Михайлов, А. А. Карпов, Ю. М. Плескачевский // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2008. – № 3–4. – С. 49–55.
162. Михайлов, М. И. Исследование фрикционных покрытий базовых граней СМП / М. И. Михайлов // Современ. материалы, оборудование и технология упрочнения и восстановления деталей машин. – Новополоцк, 1999. – С. 356–358.
163. Полимерная фрикционная композиция : пат. 7400 Респ. Беларусь МПК7 C08J5/14 / П. В. Сысоев, З. Я. Шабакаева, М. И. Михайлов ; дата публ.: 30.09.2005.
164. Ящерицин, П. И. Повышение качества шлифованных поверхностей и режущих свойств абразивно-алмазного инструмента / П. И. Ящерицин, А. Г. Зайцев. – Минск : Наука и техника, 1972. – 480 с.
165. Ящерицын, П. И. Планирование эксперимента в машиностроении / П. И. Ящерицын, Е. И. Махаринский. – Минск : Выш. шк., 1985. – 286 с.
166. Металлообрабатывающий твердосплавный инструмент : справочник / В. С. Самойлов [и др.]. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
167. Напайка и заточка твердосплавного инструмента / И. К. Кучеров [и др.]. – М. : Лес. пром-сть, 1975. – 112 с.
168. Свойства припоев, флюсов и паяных соединений твердых сплавов со сталями : обзор. информ. / Н. А. Ключко [и др.]. – М. : Изд-во стандартов, 1987. – 26 с.
169. Двойные и многокомпонентные системы на основе меди : справочник / М. Е. Дриц [и др.]. – М. : Наука, 1979. – 248 с.
170. Ключко, Н. А. Основы технологии пайки и термообработки твердосплавного инструмента / Н. А. Ключко. – М. : Metallurgia, 1981. – 200 с.

171. Композиционный припой для пайки и наплавки: а. с. 1315203 СССР : МКИ5 В23К35/30 / А. А. Росошинский, Е. И. Фрумин, Э. Н. Дорофеева ; дата публ. : 07.06.1987 // Федер. служба по интеллект. собственности, патентам и товар. знакам. – 2009–2010. – Режим доступа: <http://www1.fips.ru/wps/portal/Registers/>. – Дата доступа: 5.06.2011.
172. Корниенко, А. Н. Проблемы качества паяных соединений и разработка припоев / А. Н. Корниенко, А. М. Жадкевич // Автомат. сварка. – 2005. – № 3. – С. 48–53.
173. Креймер, Г. С. Прочность твердых сплавов / Г. С. Креймер. – М. : Metallurgia, 1971. – 247 с.
174. Кузнецов, О. А. Прочность паяных соединений / О. А. Кузнецов, А. И. Погалов. – М. : Машиностроение, 1987. – 112 с.
175. Лашко, Н. Ф. Контактные металлургические процессы при пайке / Н. Ф. Лашко, С. В. Лашко. – М. : Metallurgia, 1977. – 192 с.
176. Лашко, Н. Ф. Пайка металлов / Н. Ф. Лашко, С. В. Лашко. – М. : Машиностроение, 1977. – 328 с.
177. Методики оценки механических характеристик паяных соединений при статических и динамических испытаниях / Ю. А. Цумарев [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 1. – С. 112–120.
178. Осколкова, Т. Н. Напряжения, возникающие при пайке горнорезающего инструмента / Т. Н. Осколкова // Изв. высш. учеб. заведений. Чер. металлургия. – 2006. – С. 35–37.
179. Петрунин, И. Е. Металловедение пайки / И. Е. Петрунин, И. Ю. Маркова, А. С. Екатова. – М. : Metallurgia, 1976. – 264 с.
180. Петрунин, И. Е. Физико-химические процессы при пайке / И. Е. Петрунин. – М. : Высш. шк., 1972. – 280 с.
181. Проектирование технологии пайки металлических изделий : справочник / С. В. Лашко [и др.]. – М. : Metallurgia, 1983. – 280 с.
182. Радзиевский, В. Н. Влияние диспергирования наполнителя из железного порошка медным припоем на свойства металла паяного шва / В. Н. Радзиевский, Ю. Ф. Гарцунов, Г. Г. Ткаченко // Автомат. сварка. – 1997. – № 8. – С. 18–22.
183. Расчет остаточных напряжений и деформаций в твердосплавном паяном фрезерном ноже / А. П. Клубков [и др.] // Материалы, технологии, инструменты. – 2006. – № 3. – С. 31–34.
184. Технологические процессы пайки твердосплавного инструмента : метод. рекомендации / ВНИИинструмент ; сост. Г. П. Кузнецова. – М. : ВНИИТЭМР, 1987. – 91 с.

185. Цумарев, Ю. А. Прочность паяных соединений : монография / Ю. А. Цумарев. – Могилев : ГУ ВПО «Белорус.-Рос. ун-т», 2011. – 173 с.
186. Михайлов, М. И. Влияние абразивосодержащего наполнителя на прочность композиционного материала на основе латуни / М. И. Михайлов, Д. В. Никитенко, В. А. Куземченко // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2012. – № 3. – С. 35–43.
187. Григорьев, С. Н. Диагностика технологического оборудования в современном производстве / С. Н. Григорьев [и др.] // Технология машиностроения. – 2012. – № 1. – С. 45–50.
188. Kozochkin, M. P. Diagnostics and monitoring of complex production process using measurement of vibration-acoustic signals / M. P. Kozochkin, N. A. Kochinev, F. S. Sabirov // Measurement Techniques. – 2006. – Vol. 49, № 7. – P. 672–678.
189. Григорьев, С. Н. Диагностика автоматизированного производства / С. Н. Григорьев ; под ред. С. Н. Григорьева. – М. : Машиностроение, 2011. – 600 с.
190. Синопальников, В. А. Надежность и диагностика технологических систем / В. А. Синопальников, С. Н. Григорьев. – М. : Высш. шк., 2005. – 343 с.
191. Козочкин, М. П. Измерение силы резания на станках с адаптивным управлением / М. П. Козочкин // Станки и инструмент. – 1975. – № 11. – С. 19–20.
192. Бронштейн, И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – М. : Наука, 1986. – 544 с.
193. Козочкин, М. П. Динамика процесса резания. Теория, эксперименты, анализ / М. П. Козочкин. – Saarbrücken : Lambert Academic Publishing, 2013. – 290 с.
194. Способ определения износа режущего инструмента : пат. 2478929 Рос. Федерация, МПК⁷ G01N 3/58, B23Q 17/09 / Григорьев С. Н. [и др.] ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН». – № 2011142427 ; заявл. 20.10.11 ; опубл. 10.04.13 / Бюл. № 10. – 3 с.
195. Балицкий, Ф. Я. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф. Я. Балицкий. – М. : Наука, 1984. – 120 с.
196. Терешин, М. В. Оперативное регулирование и многопараметрическое диагностирование процесса резания / М. В. Терешин. – Великий Новгород : Новгород. технопарк, 2013. – 166 с.

197. Петрушин, С. И. Обработка чугунов и сталей сборными резцами со сменными многогранными пластинами / С. И. Петрушин, С. В. Грубый. – Томск : Изд-во ТПУ, 2000. – 156 с.
198. Петрушин, С. И. Оптимальное проектирование формы режущей части лезвийных инструментов / С. И. Петрушин, И. М. Бобрович, М. А. Корчутанова. – Томск : Изд-во ТПУ, 1999. – 91 с.
199. Петрушин, С. И. Оптимизация свойств материала в композиционной режущей части лезвийных инструментов / С. И. Петрушин, Б. Д. Даниленко, О. Ю. Ретюнский. – Томск : Изд-во ТПУ, 1999. – 99 с.
200. Петрушин, С. И. Введение в теорию несвободного резания материалов / С. И. Петрушин. – Томск : Изд-во ТПУ, 1999. – 97 с.
201. Способ изготовления заготовок режущих пластин : пат. 2151669 РФ : С1 7 В23 В27/14.
202. Cichorz, P. Ekonomiczne aspekty doboru narzedzi skrawajacych do zadania produkcyjnego / P. Cichorz // Mechanik. – 2004. – № 2. – S. 642–647.
203. Козловский, В. А. Эффективность переналаживаемых роботизированных производств / В. А. Козловский. – Л. : Машиностроение, 1985. – 224 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Результаты исследования физико-механических свойств композиционных материалов на основе полимеров

Результаты исследования коэффициентов жесткости при нагружении и разгрузке на сжатие образцов, при условии что величина ΔP постоянна и равна 500 Н, представлены в табл. П.1.1.

Таблица П.1.1

Значения $(\Delta P / \Delta \delta)$, Н/мм

Номер образца	Изменение нагрузки	$(\Delta P / \Delta \delta_1)$	$(\Delta P / \Delta \delta_2)$	$(\Delta P / \Delta \delta_3)$	$(\Delta P / \Delta \delta_4)$	$(\Delta P / \Delta \delta_5)$
1	Нагружение	3333	2273	3846	3125	3846
	Разгрузка	3571	4167	5556	3846	8333
2	Нагружение	1282	1042	485	446	373
	Разгрузка	714	1000	3571	4545	10000
3	Нагружение	3125	2500	2381	1667	1064
	Разгрузка	4545	4545	4545	7143	10000
4	Нагружение	6250	2632	2941	2941	2941
	Разгрузка	4545	4545	6250	4167	4167
5	Нагружение	3846	3846	2632	4167	4545
	Разгрузка	3333	3846	1852	3333	5000
6	Нагружение	2381	2778	3333	2941	3125
	Разгрузка	5000	5000	6250	8333	16667
7	Нагружение	2941	2941	2941	3125	2778
	Разгрузка	5000	4167	6250	10000	10000
8	Нагружение	2381	2174	2500	1923	833
	Разгрузка	1724	3333	10000	4545	4545
9	Нагружение	1316	893	410	305	385
	Разгрузка	3333	3333	4167	5000	5000
10	Нагружение	3846	2941	3125	2778	2000
	Разгрузка	1250	2500	2500	3333	10000
11	Нагружение	1429	2500	2083	2000	1389
	Разгрузка	2174	3571	3846	4167	5000
12	Нагружение	2778	2941	4545	3571	2778
	Разгрузка	5000	6250	3333	5556	5000

Окончание табл. П.1.1

Номер образца	Изменение нагрузки	($\Delta P / \Delta \delta 6$)	($\Delta P / \Delta \delta 7$)	($\Delta P / \Delta \delta 8$)	($\Delta P / \Delta \delta 9$)	($\Delta P / \Delta \delta 10$)
1	Нагружение	2632	2381	2174	2174	735
	Разгрузка	8333	3333	7143	5000	16667
2	Нагружение	481	625	625	833	2500
	Разгрузка	10000	10000	16667	12500	16667
3	Нагружение	2500	5000	2000	–	–
	Разгрузка	7143	7143	16667	–	–
4	Нагружение	4167	2500	1923	1471	1667
	Разгрузка	8333	5000	7143	6250	10000
5	Нагружение	2632	1515	833	357	556
	Разгрузка	5000	5000	10000	10000	10000
6	Нагружение	2174	1667	3333	–	–
	Разгрузка	16667	16667	25000	–	–
7	Нагружение	2000	3333	1667	2381	–
	Разгрузка	10000	10000	16667	16667	–
8	Нагружение	1000	2500	1667	–	–
	Разгрузка	4545	10000	25000	–	–
9	Нагружение	333	455	–	–	–
	Разгрузка	10000	16667	–	–	–
10	Нагружение	704	385	333	250	–
	Разгрузка	10000	10000	10000	10000	–
11	Нагружение	1000	1000	1667	–	–
	Разгрузка	5556	12500	10000	–	–
12	Нагружение	5000	3333	2000	1852	–
	Разгрузка	8333	10000	10000	10000	–

Таблица П.1.2

Значения приращения перемещения образцов при нагружении, мм

Номер образца	$\Delta \delta 1$	$\Delta \delta 2$	$\Delta \delta 3$	$\Delta \delta 4$	$\Delta \delta 5$	$\Delta \delta 6$	$\Delta \delta 7$	$\Delta \delta 8$	$\Delta \delta 9$	$\Delta \delta 10$
1.1	0,20	0,15	0,12	0,13	0,15	0,15	0,20	0,33	0,57	0,40
1.2	0,14	0,21	0,27	0,48	0,34	0,26	0,20	0,20	0,30	0,30
1.3	0,13	0,10	0,13	0,12	0,29	0,22	0,46	0,40	0,30	0,65
2.1	0,22	0,16	0,18	0,19	0,20	0,25	0,50	–	–	–
2.2	0,26	0,19	0,28	0,15	0,32	0,40	0,50	0,30	–	–
2.3	0,37	0,18	0,23	0,40	0,82	1,20	0,40	–	–	–
3.1	0,80	1,50	1,90	1,60	1,30	1,80	–	–	–	–
3.2	1,03	2,11	2,18	1,03	1,40	–	–	–	–	–
3.3	0,81	2,06	2,37	1,26	0,60	–	–	–	–	–

Таблица П.1.3

Значения приращения перемещения образцов при уменьшении нагрузки

Номер образца	$\Delta\delta_1$	$\Delta\delta_2$	$\Delta\delta_3$	$\Delta\delta_4$	$\Delta\delta_5$	$\Delta\delta_6$	$\Delta\delta_7$	$\Delta\delta_8$	$\Delta\delta_9$	$\Delta\delta_{10}$
1.1	0,15	0,20	0,20	0,20	0,10	0,15	0,05	0,05	0,05	0,05
1.2	0,15	0,15	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0
1.3	0,06	0,06	0,05	0,06	0,04	0,03	0,04	0,04	0,02	0,03
2.1	0,20	0,10	0,05	0,05	0,08	0,09	0,03	–	–	–
2.2	0,05	0,10	0,05	0,05	0,05	0,06	0,06	0,03	–	–
2.3	0,06	0,05	0,05	0,05	0,10	0,06	0,04	–	–	–
3.1	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Таблица П.1.4

Значения $(\Delta P / \Delta\delta)$, Н/мм

Номер образца	Вид нагружения	Номер точки регистрации данных				
		1	2	3	4	5
1.1	Нагружение	1667	3333	4167	3846	3333
	Разгрузка	3333	2500	2500	2500	5000
1.2	Нагружение	3571	2381	1852	1042	1471
	Разгрузка	5000	5000	5000	5000	5000
1.3	Нагружение	3846	5000	3846	4167	1724
	Разгрузка	8333	8333	10000	8333	12500
2.1	Нагружение	2273	3125	2778	2632	2500
	Разгрузка	2500	5000	10000	10000	6250
2.2	Нагружение	1923	2632	1786	3333	1563
	Разгрузка	10000	5000	10000	10000	10000
2.3	Нагружение	1351	2778	2174	1250	610
	Разгрузка	8333	10000	10000	10000	5000
3.1	Нагружение	625	333	263	313	385
	Разгрузка	–	–	–	–	–
3.2	Нагружение	485	237	229	485	357
	Разгрузка	–	–	–	–	–
3.3	Нагружение	617	243	211	397	833
	Разгрузка	–	–	–	–	–

Номер образца	Вид нагружения	Номер точки регистрации данных				
		6	7	8	9	10
1.1	Нагружение	3333	2500	1515	877	1250
	Разгрузка	3333	10000	10000	10000	10000
1.2	Нагружение	1923	2500	2500	1667	1667
	Разгрузка	10000	10000	10000	10000	–
1.3	Нагружение	2273	1087	1250	1667	769
	Разгрузка	16667	12500	12500	25000	16667
2.1	Нагружение	2000	1000	–	–	–
	Разгрузка	5556	16667	–	–	–
2.2	Нагружение	1250	1000	1667	–	–
	Разгрузка	8333	8333	16667	–	–
2.3	Нагружение	417	1250	–	–	–
	Разгрузка	8333	12500	–	–	–
3.1	Нагружение	278	–	–	–	–
	Разгрузка	–	–	–	–	–

Таблица П.1.5

Перемещения образцов в цикле нагружение–разгрузка

Время разгрузки, мин	Образец № 1		Образец № 2		Образец № 3		Образец № 4		Образец № 5		Образец № 6	
	30	–	4,20	–	5,00	–	4,30	–	3,20	–	4,40	–
25	–	4,30	–	5,10	–	4,40	–	3,30	–	4,50	–	4,70
20	–	4,40	–	5,20	–	4,50	–	3,40	–	4,60	–	4,80
15	–	4,50	–	5,30	–	4,65	–	3,50	–	4,70	–	4,95
10	–	4,60	–	5,40	–	4,80	–	3,60	–	4,85	–	5,10
5	–	4,75	–	5,60	–	4,90	–	3,80	–	5,00	–	5,30
Нагрузка, Н	0,00	4,85	0,00	5,80	0,00	5,10	0,00	4,10	0,00	5,15	0,00	5,60
500	0,70	5,00	0,85	6,00	1,50	5,30	0,40	4,30	0,20	5,30	0,30	5,80
1000	1,50	5,10	1,80	6,20	3,00	5,50	0,90	4,50	0,80	5,50	0,90	5,95
1500	2,50	5,20	3,00	6,50	4,20	5,70	1,80	4,70	1,50	5,70	2,30	6,10
2000	3,40	5,50	3,30	7,00	4,90	6,05	2,40	4,85	2,80	5,90	3,60	6,30
2500	4,30	5,60	4,00	7,20	5,00	6,20	3,00	5,00	4,00	6,10	4,80	6,50
3000	5,07	6,00	4,60	7,40	6,00	6,50	4,20	5,15	5,00	6,25	6,10	6,70
3500	5,15	6,10	5,20	7,60	6,60	6,60	4,90	5,50	5,80	6,60	6,50	7,00
4000	5,25	6,20	6,20	7,70	–	–	5,00	5,62	5,90	6,70	6,70	7,10
4500	5,40	6,30	7,30	7,90	–	–	5,20	5,75	6,30	6,80	7,20	7,20
5000	6,35	6,35	8,00	8,00	–	–	5,80	5,80	6,90	6,90	–	–

Продолжение табл. П.1.5

Время разгрузки, мин	Образец № 7		Образец № 8		Образец № 9		Образец № 10		Образец № 11		Образец № 12	
30	–	6,50	–	4,80	–	5,20	–	5,60	–	5,50	–	4,20
25	–	6,60	–	4,90	–	5,30	–	5,70	–	5,60	–	4,30
20	–	6,70	–	5,00	–	5,40	–	5,85	–	5,70	–	4,40
15	–	6,85	–	5,10	–	5,50	–	6,00	–	5,80	–	4,50
10	–	7,00	–	5,30	–	5,60	–	6,10	–	6,00	–	4,60
5	–	7,10	–	5,50	–	5,80	–	6,30	–	6,20	–	4,70
Нагрузка, Н	0,00	7,20	0,00	5,65	0,00	6,00	0,00	6,50	0,00	6,35	0,00	4,90
500	0,30	7,30	0,70	5,90	1,30	6,20	1,20	6,70	0,40	6,50	0,20	5,10
1000	0,80	7,60	1,40	6,10	3,00	6,40	3,00	6,85	1,10	6,70	0,80	5,30
1500	2,60	7,90	3,00	6,25	3,40	6,55	5,00	7,10	2,20	6,85	1,40	5,50
2000	4,00	8,10	4,40	6,40	4,20	6,85	5,60	7,30	4,00	7,00	2,60	5,75
2500	5,60	8,40	5,80	6,80	5,10	7,10	6,00	7,60	5,50	7,20	4,00	6,00
3000	7,20	8,70	5,95	7,00	6,00	7,30	6,35	7,80	6,00	7,40	5,00	6,20
3500	7,30	8,80	6,05	7,20	7,00	7,45	7,20	7,90	6,40	7,70	5,40	6,50
4000	7,40	8,95	6,40	7,60	7,60	7,60	8,00	8,00	7,00	7,95	5,50	6,70
4500	8,00	9,10	7,20	7,70	–	–	–	–	8,00	8,00	6,30	6,90
5000	9,20	9,20	7,80	7,80	–	–	–	–	–	–	7,00	7,00

Продолжение табл. П.1.5

Время разгрузки, мин	Образец № 13		Образец № 14		Образец № 15		Образец № 16		Образец № 17	
30	–	–	–	3,20	–	2,30	–	2,20	–	–
25	–	–	–	3,30	–	2,40	–	2,30	–	–
20	–	–	–	3,40	–	2,50	–	2,40	–	–
15	–	–	–	3,55	–	2,75	–	2,50	–	–
10	–	–	–	3,70	–	3,00	–	2,70	–	–
5	–	–	–	3,85	–	3,20	–	2,90	–	3,00
Нагрузка, Н	0,00	–	0,00	4,00	0,00	3,40	0,00	3,10	0,00	3,20
500	2,90	–	0,30	4,10	0,15	3,60	0,15	3,30	0,20	3,40
1000	5,00	–	1,20	4,30	0,30	3,80	0,50	3,50	0,40	3,60
1500	9,00	–	2,35	4,50	1,10	3,95	1,30	3,70	1,10	3,80
2000	–	–	3,05	4,70	2,00	4,10	2,20	3,90	1,80	4,00
2500	–	–	4,20	4,90	2,80	4,30	3,30	4,10	2,70	4,20
3000	–	–	4,60	5,10	3,80	4,50	4,00	4,30	3,40	4,40
3500	–	–	4,70	5,30	4,40	4,70	4,20	4,60	3,70	4,60
4000	–	–	4,80	5,50	4,50	4,85	4,30	4,70	4,00	4,70
4500	–	–	5,10	5,75	4,60	4,95	4,50	4,75	4,40	4,75
5000	–	–	5,80	5,80	5,00	5,00	4,80	4,80	4,80	4,80

Продолжение табл. П.1.5

Время разгрузки, мин	Образец № 18		Образец № 19		Образец № 20	
30	–	2,10	–	2,20	–	2,30
25	–	2,20	–	2,30	–	2,40
20	–	2,30	–	2,40	–	2,50
15	–	2,40	–	2,50	–	2,60
10	–	2,50	–	2,60	–	2,70
5	–	2,75	–	2,85	–	2,90
Нагрузка, Н	0,00	3,00	0,00	3,05	0,00	3,10
500	0,30	3,20	0,20	3,30	0,30	3,30
1000	0,80	3,50	0,50	3,50	0,60	3,50
1500	1,20	3,70	1,20	3,75	1,40	3,75
2000	2,20	3,90	2,30	4,00	2,50	4,00
2500	3,30	4,15	3,00	4,20	3,10	4,20
3000	4,00	4,40	4,00	4,40	4,00	4,40
3500	4,40	4,70	4,30	4,60	4,40	4,60
4000	4,50	4,90	4,40	4,70	4,50	4,70
4500	4,60	4,95	4,60	4,75	4,60	4,75
5000	5,00	5,00	4,80	4,80	4,80	4,80

Таблица П.1.6

Значения параметров, Н/мм

Номер образца	Изменение нагрузки	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 1}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 2}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 3}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 4}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 5}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 6}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 7}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 8}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 9}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 10}\right)$
		1	Нагружение	714	625	500	556	556	649	6250	5000
	Разгрузка	3333	5000	5000	1667	5000	1250	5000	5000	5000	10000
2	Нагружение	588	526	417	1667	714	833	833	500	455	714
	Разгрузка	2500	2500	1667	1000	2500	2500	2500	5000	2500	5000
3	Нагружение	333	333	417	714	5000	500	833	–	–	–
	Разгрузка	2500	2500	2500	1429	3333	1667	5000	–	–	–
4	Нагружение	1250	1000	556	833	833	417	714	5000	2500	833
	Разгрузка	5000	2500	2500	3333	3333	3333	1429	4167	3846	10000

Продолжение табл. П.1.6

Номер образ- ца	Изме- нение нагру- зки	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 1}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 2}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 3}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 4}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 5}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 6}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 7}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 8}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 9}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 10}\right)$
5	Нагру- жение	2500	833	714	385	417	500	625	5000	1250	1000
	Раз- грузка	3333	2500	2500	2500	2500	3333	1429	5000	5000	5000
6	Нагру- жение	1667	833	357	385	417	385	1250	2500	1000	–
	Раз- грузка	2500	3333	3333	3333	2500	2500	1667	5000	5000	–
7	Нагру- жение	1667	1000	278	357	313	313	5000	5000	833	417
	Раз- грузка	5000	1667	1667	2500	1667	1667	5000	3333	3333	10000
8	Нагру- жение	714	714	313	357	357	3333	5000	2000	625	833
	Раз- грузка	2000	2500	3333	3333	1250	2500	2500	1250	5000	5000
9	Нагру- жение	385	294	1250	625	556	556	500	833	–	–
	Раз- грузка	2500	2500	3333	1667	2000	2500	3333	3333	–	–
10	Нагру- жение	417	278	250	833	1250	1429	588	625	–	–
	Раз- грузка	2500	3333	2000	2500	1667	2500	5000	5000	–	–
11	Нагру- жение	1250	714	455	278	333	1000	1250	833	500	–
	Раз- грузка	3333	2500	3333	2500	2500	1667	2000	3333	10000	–
12	Нагру- жение	2500	833	833	417	357	500	1250	5000	625	714
	Раз- грузка	2500	2500	2500	2000	2000	2500	1667	2500	2500	5000
13	Нагру- жение	172	238	125	–	–	–	–	–	–	–
	Раз- грузка	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
14	Нагру- жение	1667	556	435	714	435	1250	5000	5000	1667	714
	Раз- грузка	5000	2500	2500	2500	5000	2500	2500	2500	2000	10000

Номер образ- ца	Изме- нение нагру- зки	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 1}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 2}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 3}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 4}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 5}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 6}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 7}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 8}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 9}\right)$	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \delta 10}\right)$
15	Нагру- жение	3333	3333	625	556	625	500	833	5000	5000	1250
	Раз- грузка	2500	2500	3333	3333	2500	2500	2500	3333	5000	10000
16	Нагру- жение	3333	1429	625	556	455	714	2500	5000	2500	1667
	Раз- грузка	2500	2500	2500	2500	2500	2500	1667	5000	10000	10000
17	Нагру- жение	2500	1250	714	714	556	714	1667	1667	1250	1250
	Раз- грузка	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	5000	10000	10000
18	Нагру- жение	1667	1000	1250	500	455	714	1250	5000	5000	1250
	Раз- грузка	2500	1667	2500	2500	2000	2000	1667	2500	10000	10000
19	Нагру- жение	2500	1000	714	455	714	500	1667	5000	2500	2500
	Раз- грузка	2000	2500	2000	2000	2500	2500	2500	5000	10000	10000
20	Нагру- жение	1667	1667	625	455	833	556	1250	5000	5000	2500
	Раз- грузка	2500	2500	2000	2000	2500	2500	2500	5000	10000	10000

Расчет сборного инструмента заданной надежности по прочности при произвольных законах распределения действительных напряжений в режущей пластине и предела прочности материала

Если законы распределения действительных напряжений σ_p и предела прочности материала σ_m не подчиняются закону нормальному распределения, то с некоторым приближением их можно заменить взвешенной суммой законов нормального распределения:

$$f_{\text{зам}}(\sigma) = \sum_{i=1}^n P_i F_i(\sigma),$$

где P_i – вероятность того, что имеет место распределение $f_i(\sigma)$ – (рис. П.2.1, а). Для разбивки произвольного закона распределения удобнее всего заданную кривую разбить на равнобедренные треугольники (рис. П.2.1, б). Дисперсия распределения по равнобедренному треугольнику с основанием $2a$ равна $D_{\sigma_i} = a^2 / 6$.

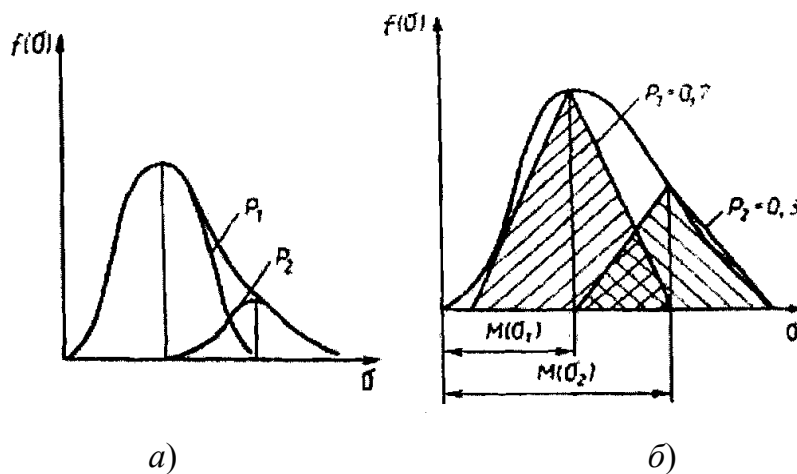


Рис. П.2.1. Схемы замены кривых сложных законов распределения:
 а – с помощью взвешенной суммы законов нормального распределения; б – равномерных треугольников

Таким образом, расчет инструмента по критерию надежности можно произвести:

$$P_u = \sum_{i=1, j=1}^{h, n} P_{ij}^u \Phi \left(\frac{M(u_{ij})}{S(u_{ij})} \right) = \sum_{i=1, j=1}^{h, n} P_{ij}^u \Phi \left(\frac{M(\sigma_{mi}) - M(\sigma_{pj})}{\sqrt{S^2(\sigma_{mi}) + S^2(\sigma_{pj})}} \right).$$

Научное издание

Михайлов Михаил Иванович

**ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ
СБОРНОГО РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА**

Монография

Редактор

А. В. Власов

Компьютерная верстка

Н. Б. Козловская

Подписано в печать 22.09.16.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 15,81. Уч.-изд. л. 16,32.

Тираж 100 экз. Заказ № 270/76.

Издатель и полиграфическое исполнение

Гомельский государственный

технический университет имени П. О. Сухого.

Свидетельство о гос. регистрации в качестве издателя

печатных изданий за № 1/273 от 04.04.2014 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48