

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
УКРАИНЫ  
ВОСТОЧНОУКРАИНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
имени ВЛАДИМИРА ДАЛЯ**

**Кроль О.С.**

***ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ  
КОНСТРУКЦИЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ  
СТАНКОВ И ИНСТРУМЕНТОВ***

*Учебное пособие*

**Северодонецк 2015**

УДК 621.9.06: 658.512+621.81  
ББК 30.2-5-05  
К 83

Рекомендовано Ученым советом Восточноукраинского национального университета имени Владимира Даля  
как учебное пособие для студентов высших учебных заведений  
(протокол № 5 от 26.03.2015)

**Р е ц е н з е н т ы :**

*Ковалевский С.В.*, д.т.н., проф., Донбасская государственная машиностроительная академия  
*Ерошин С.С.*, д.т.н., проф., Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля

**Кроль О.С.**

**К 83** **Параметрическое моделирование конструкций металлорежущих станков и инструментов:** учебное пособие / О.С. Кроль. – Северодонецк: изд-во ВНУ им. В. Даля, 2015. – 128 с.: табл. 18, рис. 70, библиогр. назв. 40.

ISBN 978-617-11-0039-8

Учебное пособие содержит сведения о методах и процедурах параметрического моделирования конструкций металлорежущих станков и инструментов. Использование механизмов параметризации нацелено на эффективное решение задач конструирования станков и их компонентов в многовариантном режиме. Предложены методики оперативного разрешения проблем процесса проектирования с возвратными информационными потоками (реинжиниринг), когда набор параметрических моделей реализует эффективное приближение к наилучшему проектному варианту станка и его инструментального обеспечения. На основе модуля АРМ Graph разработаны подробные алгоритмы построения параметрических моделей компоновок станков, формообразующих узлов и унифицированных элементов режущего инструмента

УДК 621.9.06: 658.512+621.81  
ББК 30.2-5-05

ISBN 978-617-11-0039-8

© Кроль О.С., 2015  
© СНУ ім. В. Даля, 2015

---

---

## ВВЕДЕНИЕ

Информационные технологий в проектировании значительно изменили характер работы инженера-конструктора. Конкурентоспособность предприятия обусловлена более быстрым выпуском продукта на рынок, по более низкой цене и более высокого качества. Вместе с тем, в процессе проектирования нужно оптимизировать конструктивные возможности изделия и уменьшать стоимость изготовления. Для достижения этого, средства разработки изделия должны обеспечивать стратегические преимущества перед конкурентами.

Роль проектировщика в современном станкостроении трудно переоценить. Приводятся удельные оценки трудозатрат, приходящихся на долю процесса конструирования и подготовки технологии, которые достигают 80...85% общих затрат на выпуск новой продукции. Только 15...20% расходуются в процессе производства.

Приведенное непропорциональное соотношение делает необходимым поиск новых методов конструирования, которые обеспечивают возможность непрерывного улучшения показателей проектируемых станков и станочных комплексов, оснащенных разнообразной инструментальной оснасткой. Здесь необходимо разумное сочетание новых проектных решений с уже имеющимися традиционными, выбирая из всего конструкторского арсенала наиболее приемлемые для данных условий.

Проблемы конструирования состоят в необходимости прогнозировать некоторое новое состояние объекта проектирования, опираясь при этом на современные данные. Конструирование всегда оригинально, независимо от способа решения задачи – интуитивного или на основе аналогов.

*Проблема* творческого процесса создания станка состоит в целостном восприятии всей конструкторско-технологической проблемы как компоновочных, кинематических и конструктивных задач, с одной стороны, так и возможности изготовления, сборки и условия ремонта - с другой. Особенно эта проблема характерна для ранних стадий проектирования, где часто становится решающим опыт и интуиция разработчиков. Даже проведение опытных работ на ранних стадиях, когда особое внимание уделяется спорным местам, только может уменьшить число ошибок при принятии решений.

Преобладающее число станков создано на базе классического метода проектирования, основанного на разбиении отдельных узлов, разработка которых продолжается до момента соответствия требованиям проектного задания.

Перспективным направлением в проведении проектных работ является системный подход, который предполагает согласованный выбор альтернатив между технологическими возможностями, уровнем автоматизации, современными конструкторскими решениями и ценой, гибкостью и производительностью. Системный подход лежит в основе модульного принципа проектирования металлорежущих станков.

В настоящее время эффективно разрабатываются концепции модульного принципа. На этой основе создаются технологически необходимые исполнения станков с различным уровнем автоматизации и последующей планомерной заменой ныне выпускаемых станков новыми. При этом проблемы многовариантности продолжают оставаться актуальными для конструктора нового оборудования и инструмента. Учитывая минимальное количество модулей станка не менее трех, простым перебором возможных вариантов генерируется 218 проектных альтернатив станка, отличающихся только собственно модулями. Использование каждого модуля в станке дважды повышает число альтернатив до 65000.

Переход на многовариантное проектирование станков создает проблемы с превышением нормативных сроков проектирования, выполнением большого объема дублирующих проектных действий. Аналогичные проблемы возникают при моделировании важных свойств исследуемых деталей и узлов станка. Разрешение этих проблем связано с созданием эталонных моделей и проектных процедур, гибко настраиваемых на изменение количества и состава рассматриваемых альтернатив. Такое создание непосредственно связано с процедурными аспектами деятельности разработчика.

Для совокупности процедур процесса проектирования металлорежущих станков и инструментов, направленных на формирование их перспективных вариантов в условиях многовариантного конструирования все чаще в качестве рабочего аппарата будут использованы методы и модели параметрического моделирования. Под *параметрической моделью* понимают геометрическую модель с параметрами, изменяя значения которых можно получать разные варианты проекта. Параметрическое моделирование - это фундаментальная концепция САПР, позволяющая существенно сократить затраты на внесение изменений в проект, создание новых модификаций изделий и т.п.

Совершенствование конструкций станка связано с совершенствованием компоновочных схем станка и ответственных, унифицированных компонентов станочных и инструментальных систем. К последним относятся разнообразные ременные передачи и валы коробок передач. Инструментальная составляющая станочной системы включает такие распространенные режущие инструменты, как фасонные резцы и зубообрабатывающие фрезы.

При изучении цикла дисциплин по проектированию и моделированию станочных и инструментальных систем студент сталкивается с рядом достаточно сложных задач:

- разработка параметрических моделей поперечных компоновок станков, обеспечивающих максимальную жесткость и минимальную приведенную нагрузку на опоры шпинделя;

- исследование конструкций клиноременных, поликлиновых и зубчатоременных передач с помощью методов параметрического моделирования;

- параметризация процесса проектирования ступенчатых валов коробок передач станков;

- построение процедур параметризации фасонных резцов для обработки деталей сложного профиля;

- построение параметрических моделей затылованного зуборезного инструмента.

Студенты кафедры «Машинобудування, верстати та інструменти» Східноукраїнського національного університету в период 2012...2014 годов становились победителями Международного конкурса «Будущие АСы КОМПьютерного 3D-моделирования», проводимого группой компаний АСКОН, показав высокий уровень владения современных САПР КОМПАС, АРМ WinMachine; SolidWorks и других. В данном учебном пособии представлена часть этих работ.

Автор выражает благодарность студентам кафедры: Бурлакову Е.И., Осипову В.И., Сухорутченко И.А. и Журавлеву В.В. за высокий уровень профессионализма при создании 3D-моделей станочных систем, использующих современный инструментарий параметризации.

---

---

# 1. ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОМПОНОВОК МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

## 1.1. Построение оптимальных компоновок

Требования к конструкции конкретных металлорежущих станков различаются в зависимости от их типов, при этом построение базовых компоновок является одним из самых ответственных этапов. Компоновка станка предопределяется компоновкой коробок передач и несущей системы станка. Проектирование коробок передач металлорежущих станков (главного привода, коробки подачи) направлено на достижения большого диапазона частот вращения (диапазон регулирования  $R_n$  современных станков может достигать  $R_n=100\dots250$ ) и высокой жесткости.

При конструировании коробок скоростей (КС) стремятся упростить конструкцию и сделать ее более компактной за счет уменьшения числа ступеней и ограничения передаточных чисел. Так, уменьшение радиальных размеров может осуществляться [6, 18, 19]:

- 1) заменой трехваловой коробки двухваловой;
- 2) рациональным распределением передаточных отношений между несколькими парами колес;
- 3) применением параллельно работающих передач, благодаря чему мощность передается по параллельным потокам и размеры КС существенно уменьшаются;
- 4) осевой установкой валов и др.

Использование САПР на различных этапах проектирования компоновок агрегатов и узлов станка предполагает интеграцию совокупности расчетно-графических модулей, объединенных

единой концепцией проектирования с возможностью обращения к общим базам данных [3].

Для всего разнообразия станков определенной группы (типа) невозможно использовать одну-две конструкции КС. Чаще всего приходится либо разрабатывать новую конструкцию, применяя методы структурной оптимизации, либо создавать новый вариант уже известной конструкции-прототипа с помощью метода параметрической оптимизации.

В данном учебном пособии предложена процедура построения параметрических моделей поперечных компоновок коробок передач металлорежущих станков. Решаемая задача формулируется следующим образом:

*Разработать такую параметрическую модель поперечной компоновки КС, которая обеспечит в одном варианте максимальную жесткость проектируемого станка (его шпиндельного узла), а в другом варианте минимальную приведенную нагрузку на переднюю опору шпинделя.*

Параметрическая модель представляет собой последовательность чертежных команд с указанными параметрами. Параметры задаются либо численно, либо через математические выражения. Новая параметрическая модель создается посредством команды Файл/Создать модель.

Особенностью автоматизированной процедуры проектирования КС является множество альтернативных вариантов компоновки и необходимость корректировки и доработки с учетом специфических особенностей объекта проектирования.

## **1.2. Параметризация компоновок токарных станков**

Эффективность проектирования КС токарных станков зависит от принятой поперечной компоновки (свертки), в том числе от положения выходного вала. В свою очередь положение выходного вала в оптимальной компоновке зависит также от положения результирующей силы резания  $R$ . Так, для гаммы токарных станков



процессе работы станка). При этом прогиб переднего конца вала является максимальным, что допустимо только для черновой обработки.

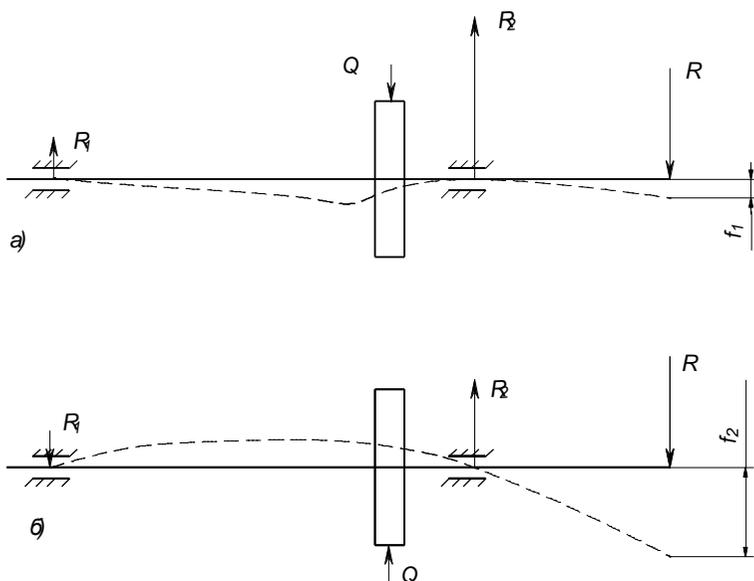


Рис. 1.2. Влияние положения приводного колеса на прогиб шпинделя:  
 а – силы  $R$  и  $Q$  направлены в одну сторону;  
 б – силы  $R$  и  $Q$  направлены в противоположные стороны

Множество вариантов конструктивных исполнений деталей КС и их взаимного расположения, с одной стороны, а также необходимость повышения производительности труда проектировщика, с другой, делает эффективным использование аппарата параметрического моделирования. Именно этот механизм, позволяющий уменьшить время разработки новой или модификации известных конструкций, реализован во всех современных САПР [11, 16].

Параметрическая модель представляет собой последовательность чертежных команд с указанными параметрами. Параметры задаются либо численно, либо через математические

выражения. Новая параметрическая модель создается посредством команды Файл/Создать модель.

Механизм параметризации характеризуется наличием взаимосвязей и ограничений между геометрическими объектами, составляющими эту конструкцию (в отличие от непараметрического). При этом часть указанных взаимосвязей и ограничений может формироваться автоматически при вводе графической информации, а остальные назначаться пользователем самостоятельно.

В данном учебном пособии предложена процедура построения параметрических моделей поперечных компонок коробок передач металлорежущих станков. Решаемая задача формулируется следующим образом:

*Разработать такую параметрическую модель поперечной компоновки КС, которая обеспечит в одном варианте максимальную жесткость проектируемого станка (его шпиндельного узла), а в другом варианте минимальную приведенную нагрузку на переднюю опору шпинделя.*

Известный алгоритм проектирования компоновочных схем строится в следующей последовательности:

- 1) проводятся оси валов;
- 2) определяются конструктивные элементы деталей, расположенных на валах;
- 3) проставляются осевые размеры всех конструктивных элементов;
- 4) вычерчивается свертка коробки скоростей, по которой будут определяться углы расположения зубчатых пар, направление окружных и радиальных усилий и т. д.

Для совершенствования приведенного выше алгоритма предлагается параметрическая модель структурного синтеза пространственной компоновки КС.

### Поперечная компоновка токарного станка

В качестве объекта проектирования выбран станок многоцелевой малогабаритный модели МС-03, который предназначен для механической обработки металлов (точением, нарезанием резьбы, фрезерованием, сверлением, растачиванием и шлифованием). Привод главного движения представлен на рис. 1.3.

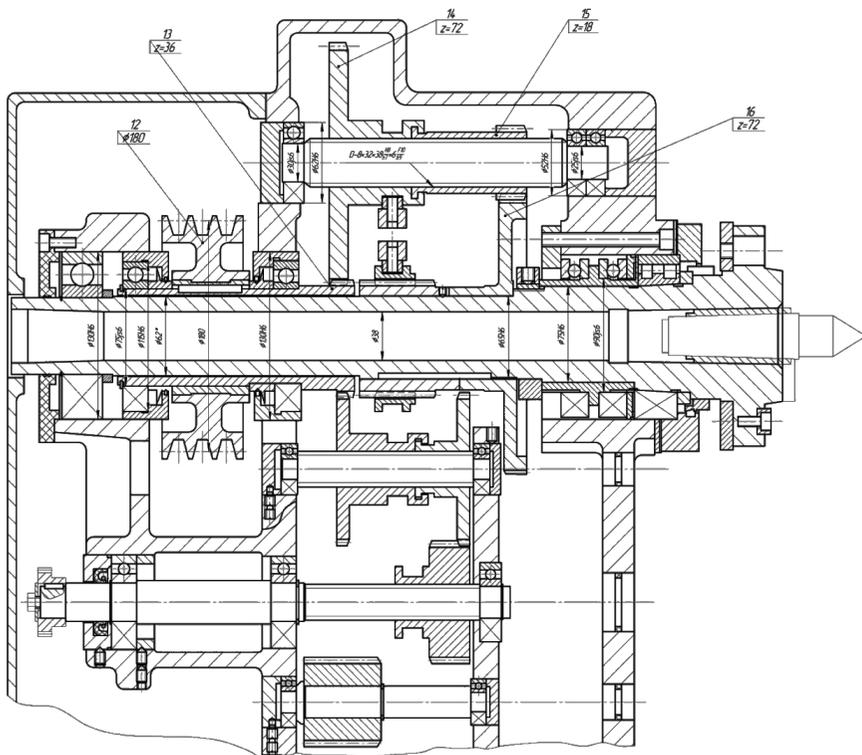


Рис. 1.3. Привод главного движения станка модели ИТ-1

Кинематические цепочки станка представлены на рис. 1.4.

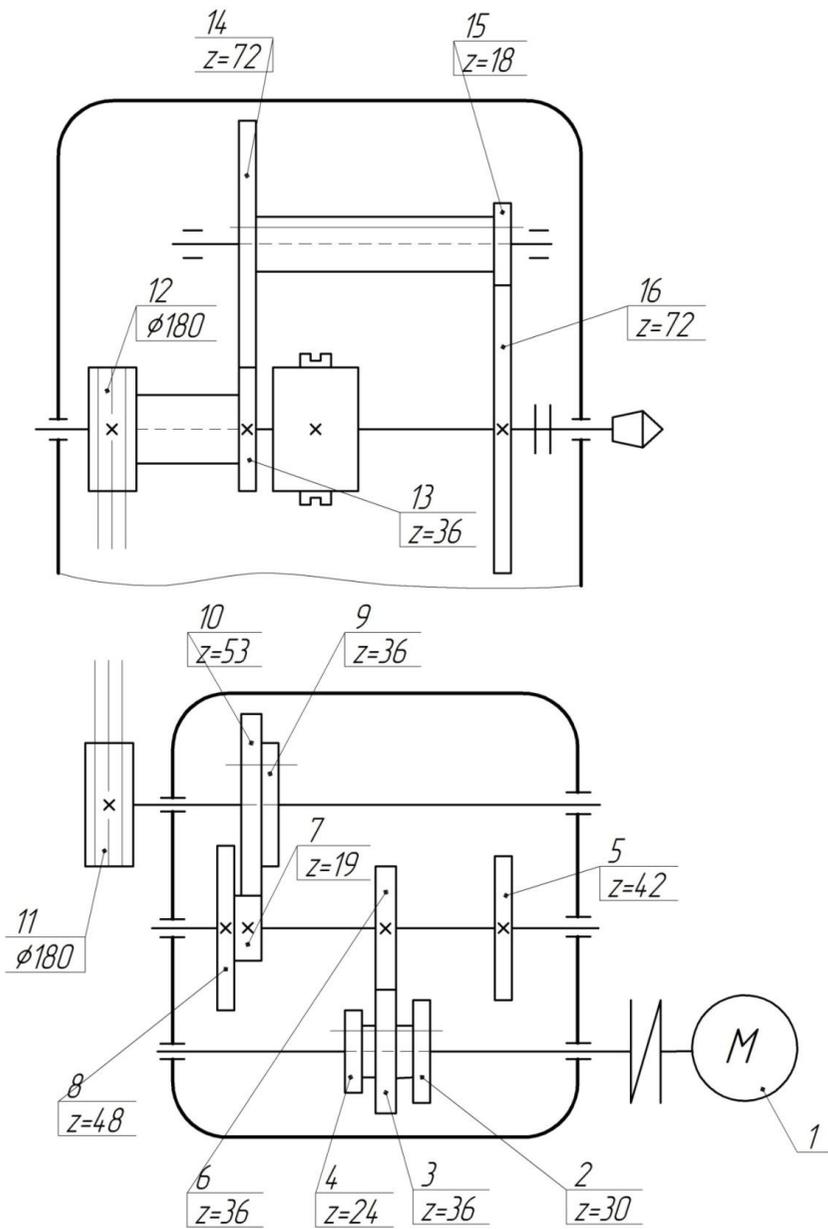


Рис. 1.4. Кинематика ИТ-1



Во втором варианте используется критерий минимальной приведенной нагрузки на переднюю опору (рис. 1.5, б), который реализуется при условии параллельности и направленности в противоположную сторону сил  $R$  и  $Q$ . Ниже представлен фрагмент программы синтеза компоновки по критерию максимальной жесткости.

В зависимости от принятой схемы резания, геометрии инструмента и режимов резания будет изменяться положение угла наклона результирующей силы резания, а следовательно, и положение выходного вала КС, в соответствии с предложенной программой.

На основе предложенного алгоритма параметризации разработана параметрическая модель КС станка МС-03 (рис. 1.6).

193

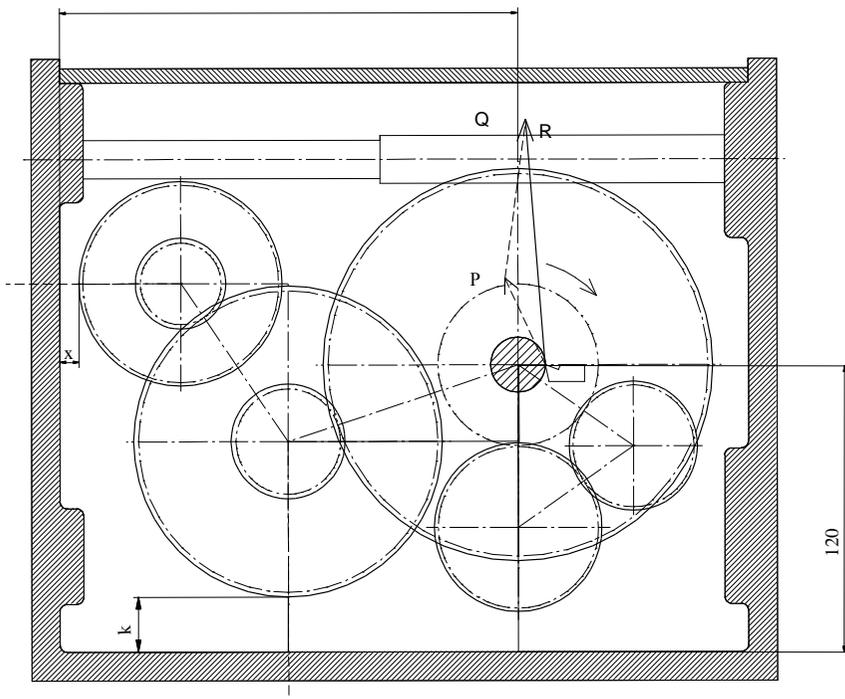


Рис. 1.6. Коробка скоростей станка модели МС-03  
(параметрическая модель)

Ниже представлен пример «переменной сообщения» (рис. 1.7), которая визуализируется в рабочем окне в случае нарушения предельных значений  $x$  и  $k$ .

К числу ограничений этой модели относятся предельные расстояния между внешней поверхностью зубчатого колеса и боковой стенкой ( $x$ ), а также дном корпуса ( $k$ ). Начиная с версии АРМ WinMachine 9.5 имеется новый тип переменной – переменная сообщения, которая делает более «дружественным» интерфейс проектирования.

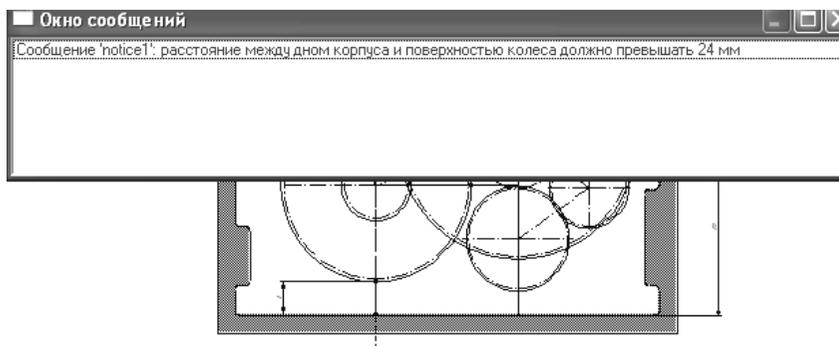


Рис. 1.7. «Переменная – сообщение» - недопустимое расстояние

Попытка при существующих габаритах корпуса КС реализовать критерий максимальной жесткости привела к недопустимому расположению выходного вала относительно дна корпуса (рис. 1.8).

Для определения отличия заводского варианта станка модели МС-03 (рис. 1.6) и оптимального по жесткости (рис. 1.8) воспользуемся модулем расчета валов АРМ Shaft.

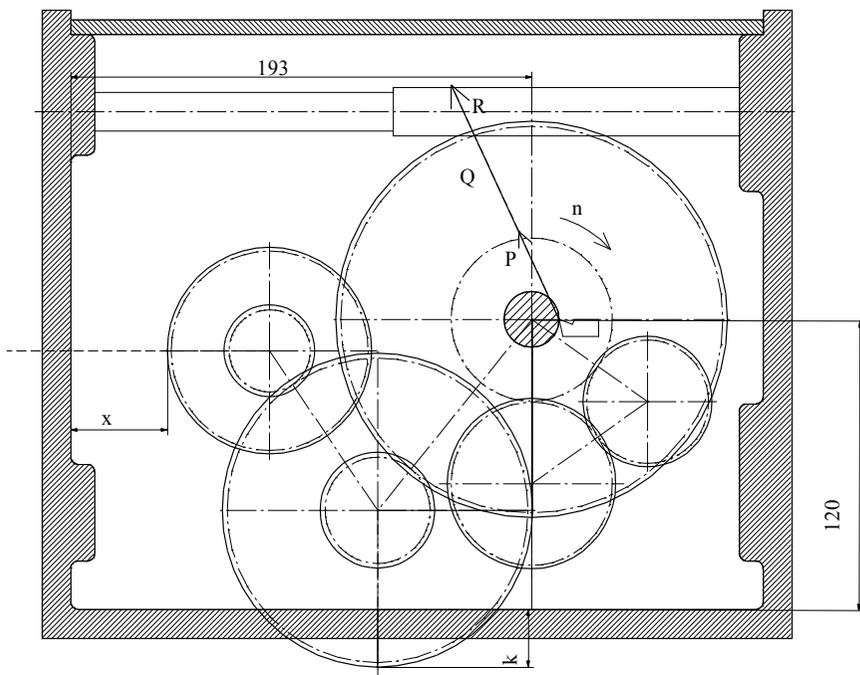


Рис. 1.8. Вариант компоновки с максимальной жесткостью

Оценку жесткости осуществим для двухопорного шпиндельного узла многоцелевого станка модели МС-03 при комбинированном нагружении (рис. 1.9), смонтированного на радиально-упорных подшипниках 4-46209 и 4-46112, установленных по схеме «тандем-О». В конструкции шпинделя предусмотрен предварительный натяг пружинного типа (задняя опора) и натяг с помощью двух промежуточных втулок для сдвоенной передней опоры.

С помощью модуля APM Shaft осуществлен комплексный расчет шпинделя многоцелевого токарного станка МС-03, результаты которого представлены на рис. 1.10.



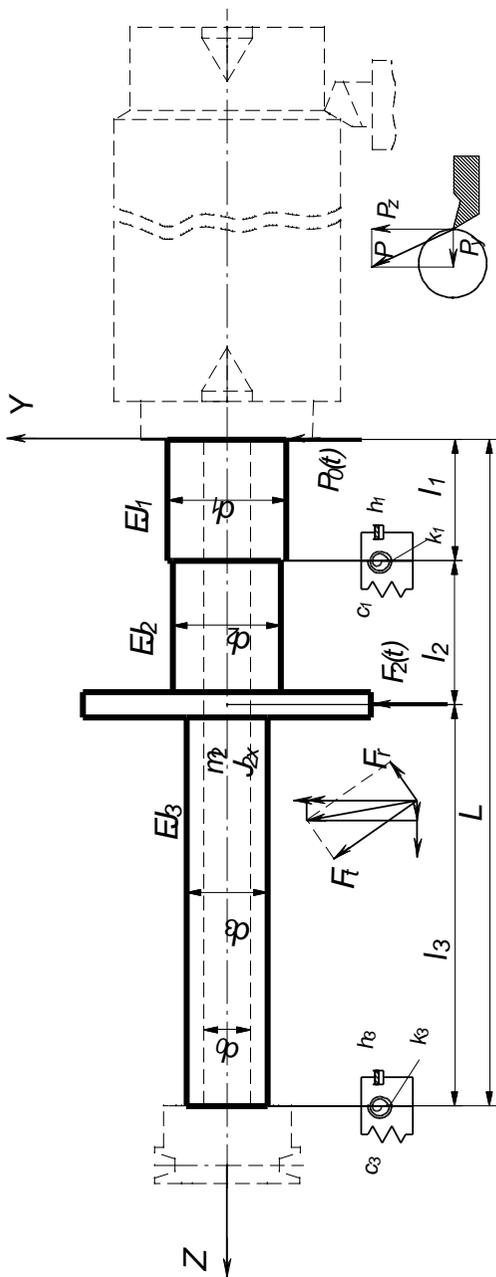


Рис. 1.9. Конструктивная (а) и расчетная (б) схемы шпиндельного узла (продолжение)

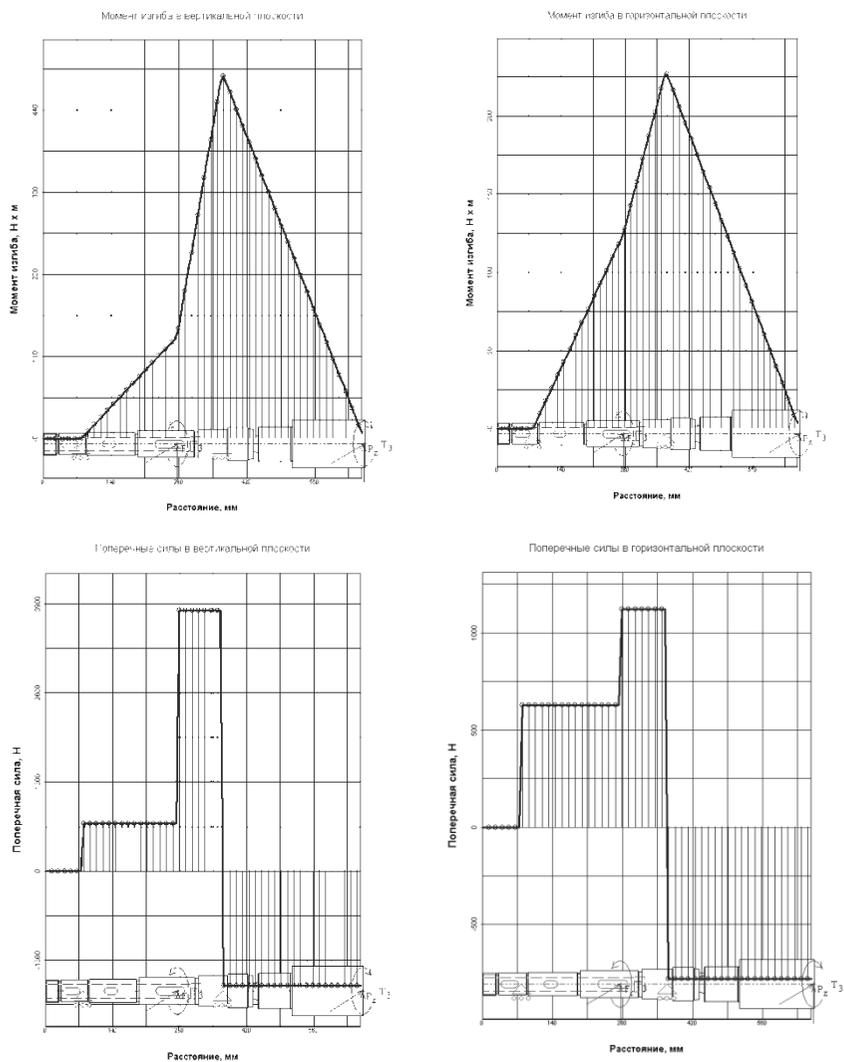


Рис. 1.10. Расчет шпинделя станка MC – 03 в «APM Shaft» (начало)

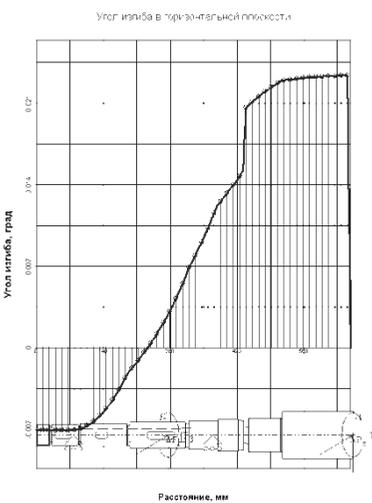
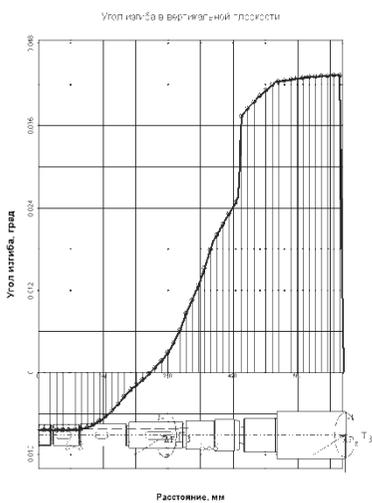
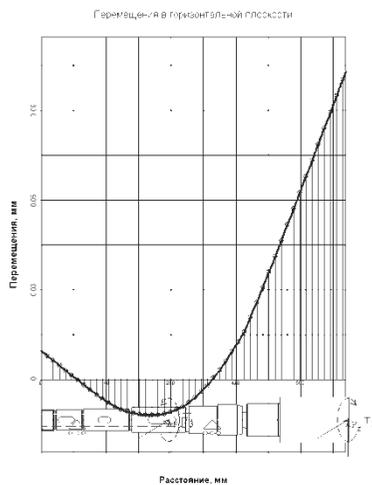
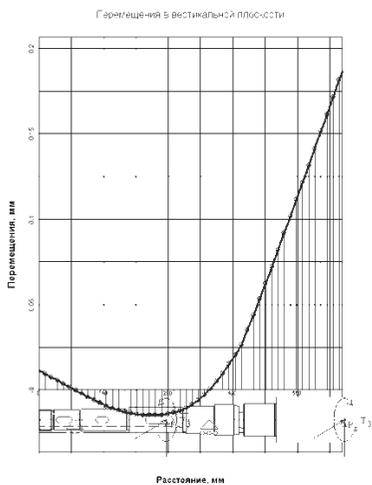


Рис. 1.10. Расчет шпинделя станка МС – 03 в «APM Shaft» (продолжение)

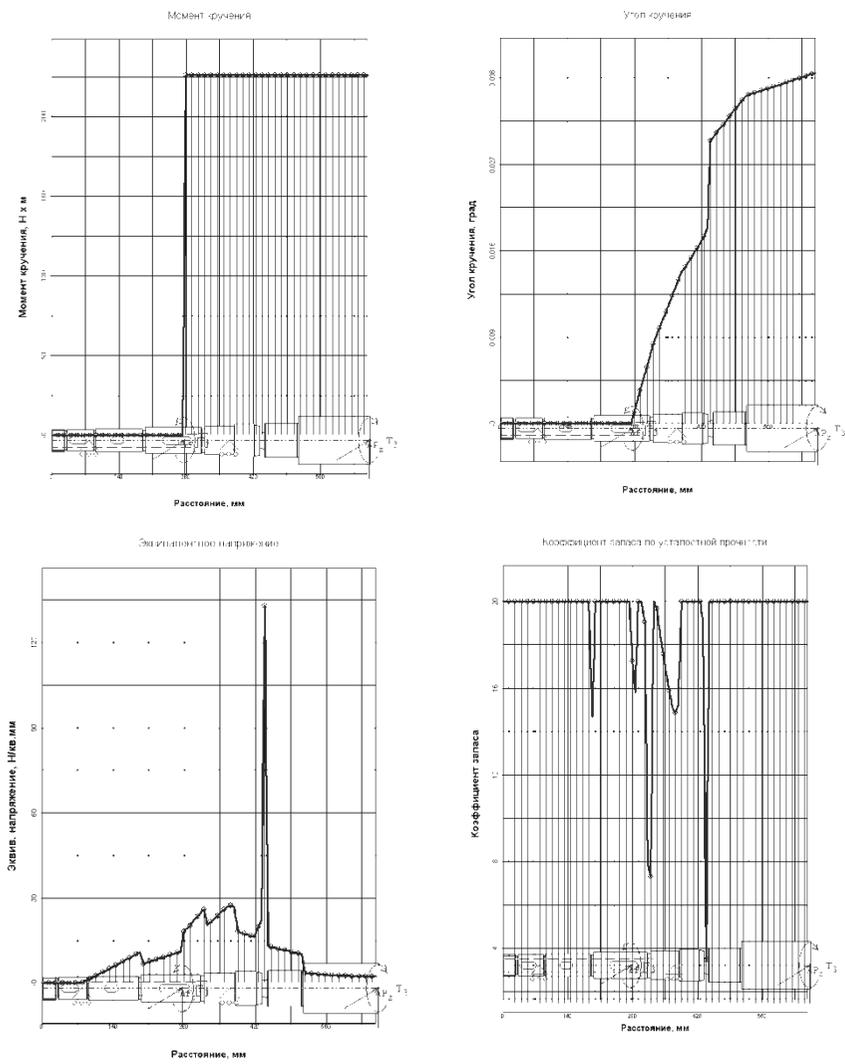


Рис. 1.10. Расчет шпинделя станка МС – 03 в «APM Shaft»

Расчет максимальной стрелы прогиба переднего конца шпинделя в заводском варианте (отклонение от силы резания  $32,4^0$ ) отличается от оптимального всего на 4%.

В среде APM Graph сконструирована поперечная свертка КС станка модели МС-03 (рис. 1.11).

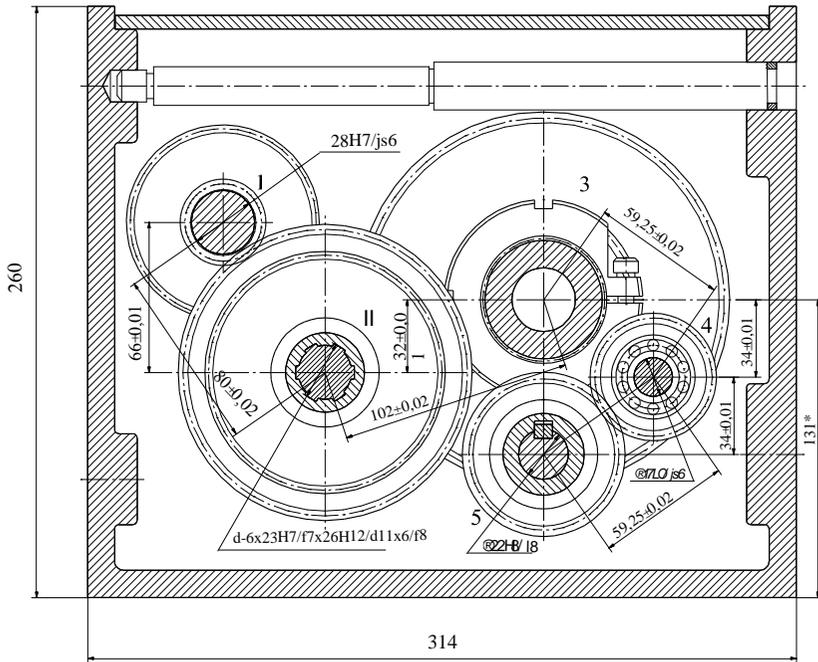


Рис. 1.11. Конструкция коробки скоростей многоцелевого станка (поперечная компоновка)

### 1.3. Параметризация компоновок сверлильно-фрезерно-расточных (СФР) станков

В качестве прототипа выберем горизонтальный СФР-станок с расширенными технологическими возможностями модели СФ68ВФ4. Компоновка этого станка предполагает перемещение по горизонтальным направляющим бабки шпиндельной (ось Z), к которой крепится вертикальная головка или дополнительные устройства (долбежная и угловая головки, хобот с пакетом дисковых фрез). Студентом группы ММ-381 Осиповым В.И. В

САПР КОМПАС-3D разработана 3D-модель шпиндельной бабки, включающей более 500 3D-моделей, входящих в нее деталей (рис.1.12). Модель представлена в галерее конкурса Будущих асов компьютерного 3D моделирования, проводимого группой компаний АСКОН в 2013 году. В 3D варианте представлена кинематика привода главного движения с горизонтальным шпинделем (рис.1.13). В модернизированном варианте предполагается использование вертикальной шпиндельной головки, движение на которую передается через муфту на распределительном валу и коническую передачу.

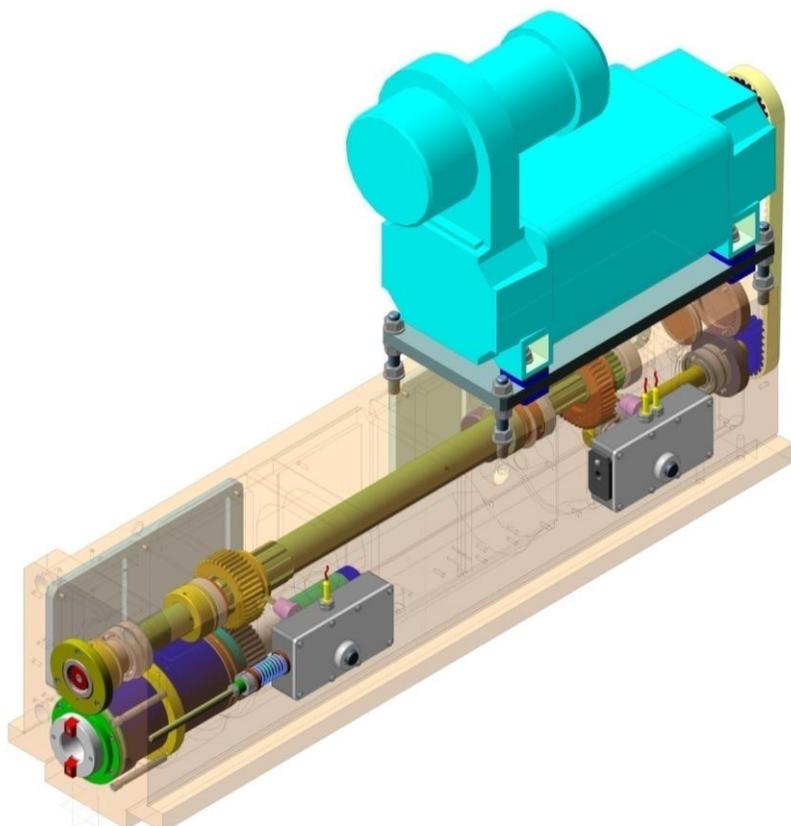


Рис. 1.12. 3D-модель шпиндельной бабки станка СФ68ВФ4

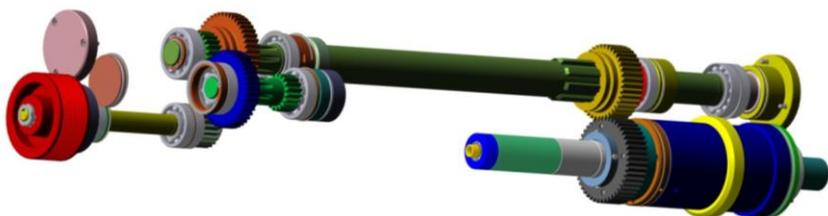


Рис. 1.13. Кинематика шпиндельной бабки станка СФ68ВФ4

Базовой деталью привода является корпус сложной конструкции, 3D-модель которого разработана в САПР КОМПАС-3D. С использованием принципа ассоциативности построены рабочие чертежи корпуса, эскиз которого представлен на рис. 1.14.

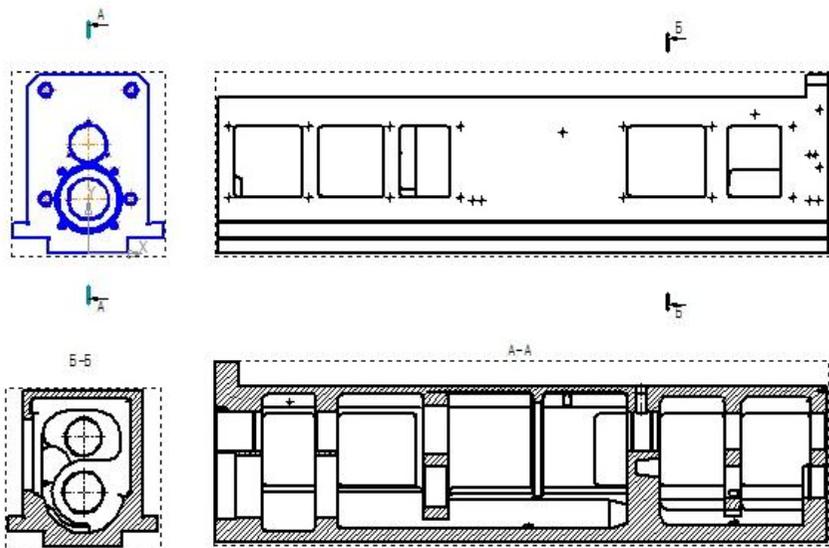


Рис. 1.14. Эскиз корпусной детали привода

Шпиндельная бабка включает шпиндельный блок с механизмом зажима инструмента, распределительного вала, передающего вращение на горизонтальный или вертикальный

шпиндель с помощью автоматического устройства переключения ведущей шестерни, двухступенчатой коробки скоростей, а также целого ряда других деталей и узлов, обеспечивающих нормальное функционирование шпиндельной бабки. Вращение от электродвигателя через поликлиновой ремень передается на входной вал и через зубчатое зацепление на распределительный вал коробки скоростей. С последнего передается вращение на муфту вертикальной головки, либо на шестерню горизонтального шпинделя (рис. 1.15).

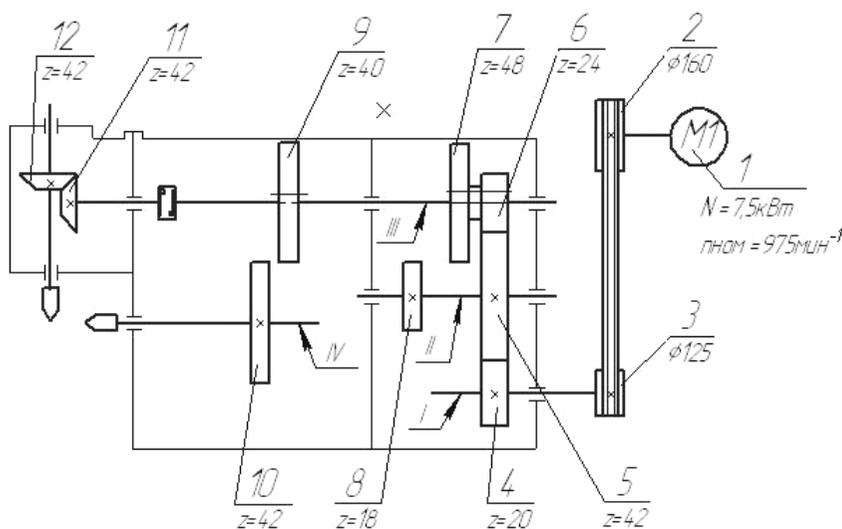


Рис. 1.15. Кинематическая схема привода главного движения

Поперечная свертка станка при выполнении операции растачивания с учетом расположения сил резания ( $P_z$ ,  $P_Y$ ) и сил в зубчатом зацеплении ( $P_0$ ,  $P_T$ ) представлена на рис. 1.16.

Анализ поперечной компоновки показывает неоптимальность пространственного положения выходного вала станка ( $n_v$ ) относительно шпинделя ( $n_{sp}$ ), вызванная непараллельностью результирующих сил  $P$  и  $R$ . Это приводит к увеличению приведенной нагрузки на переднюю опору шпинделя и понижению

ее несущей способности. Вместе с тем такое пространственное расположение упрощает конструкцию корпуса коробки скоростей, которая представлена на рис 1.17.

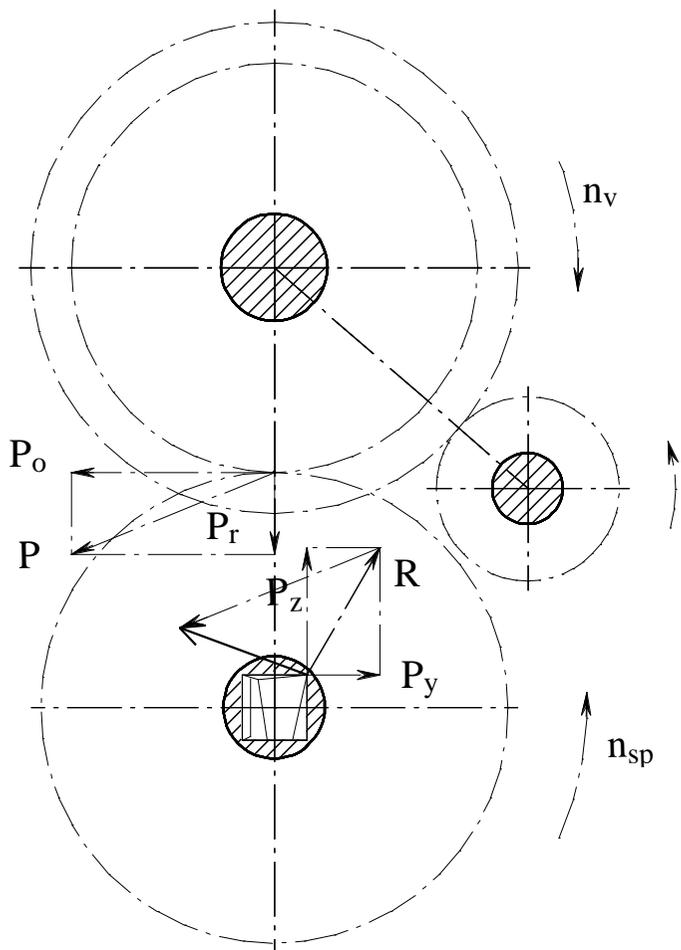


Рис. 1.16. Поперечная свертка коробки скоростей станка модели СФ68ВФ4



Рис. 1.17. 3D-модель корпуса шпиндельной бабки станка СФ68ВФ4

Достаточно несложная конструкция корпуса отличается двумя оригинальными решениями:

1. С правой стороны корпуса выполнен разъем для монтажа зубчатого колеса в пространственной компоновке. При этом сохраняется общая технологически реализуемая прямоугольная форма корпуса с минимальными габаритами.

2. В нижней части корпуса выполнено углубление сферической формы, позволяющее минимизировать размеры корпуса при фиксированных исходных данных.

Наличие дна корпуса непрямолинейной формы является интересным вариантом исполнения для коробки скоростей токарного многофункционального станка. Такое исполнение позволяет реализовать такое пространственное положение валов и шпинделя, которое обеспечивает максимальную жесткость шпиндельного узла и станка в целом (рис.1.18).

Вместе с тем для достижения минимальной нагрузки на передней опоре шпинделя необходима корректировка конструкции корпуса, при этом разъем корпуса следует выполнить с противоположной стороны (рис. 1.19). Для оценки изменения положения валов коробки скоростей разработана программа параметрического моделирования в среде АРМ Graph, окно команд которой представлено на рис. 1.20.

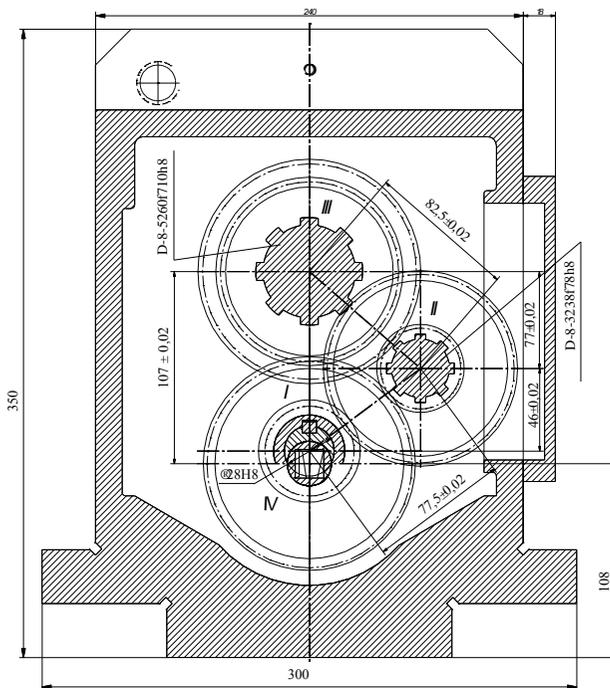


Рис. 1.18. Конструкция коробки скоростей станка СФ68ВФ4 (поперечная компоновка)

Расположение колес друг относительно друга влияет на величину действующих на элементы передачи усилий, благодаря чему можно улучшать силовые характеристики. Так, расположение промежуточного зубчатого колеса (рис. 1.21, а, б) оказывает влияние на усилия, действующие на опоры вала этого колеса.

В схеме 1.21, б усилия в зацеплениях  $F_1$  и  $F_2$  почти параллельны и суммарное усилие  $F$ , действующее на опоры, велико. В схеме 1.21, а вследствие изменения направления сил  $F_1$  и  $F_2$  они в значительной степени компенсируются, и равнодействующая сил меньше, чем в схеме 1.21, б. Следует отметить, что для реверсивной передачи предпочтительным является расположение осей колес в одной плоскости.

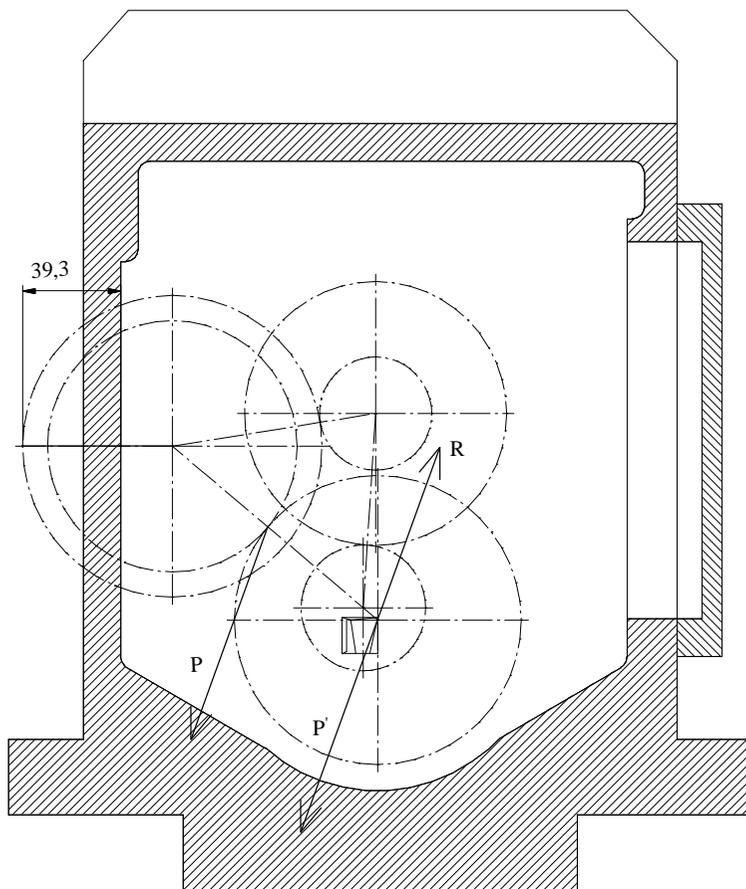


Рис. 1.19. Вариант корпуса с минимальной приведенной силой

Рациональная установка колес влияет также и на характеристики точности кинематических цепей. Погрешность паразитных колес в кинематической цепи (рис. 1.22) может проявиться в погрешности выходного звена величиной, увеличенной в два раза. Оказывает влияние также место установки паразитного колеса при заданном направлении вращения. На схеме (рис. 1.22) штриховой линией показана лучшая (с позиций точности) схема установки паразитного колеса при заданном

направлении вращения. Общее правило установки требует, чтобы передача вращения на паразитном колесе проходила на минимальном угле  $\gamma$  между точками контакта 1 и 2. При реверсивной передаче оси желательно располагать на одной линии, так же как и в предыдущем рассмотрении (рис. 1.21).

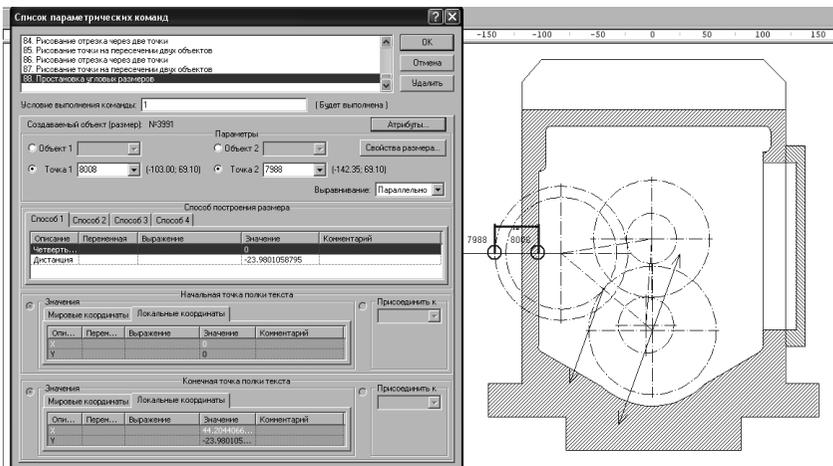


Рис. 1.20. Окно команд программы параметрического моделирования

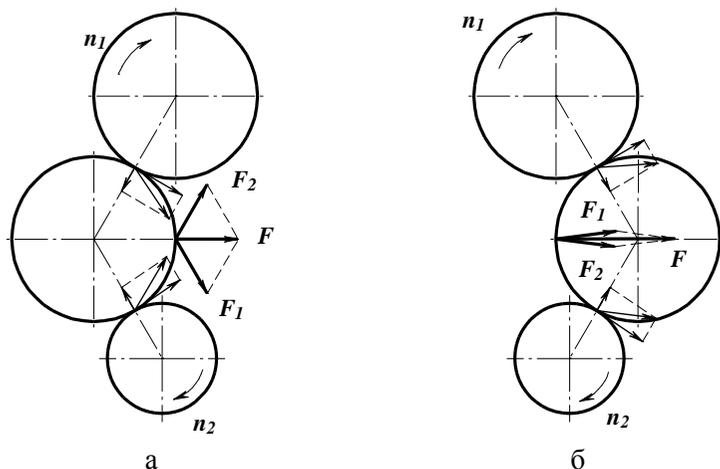


Рис. 1.21. Схемы влияния промежуточного зубчатого колеса

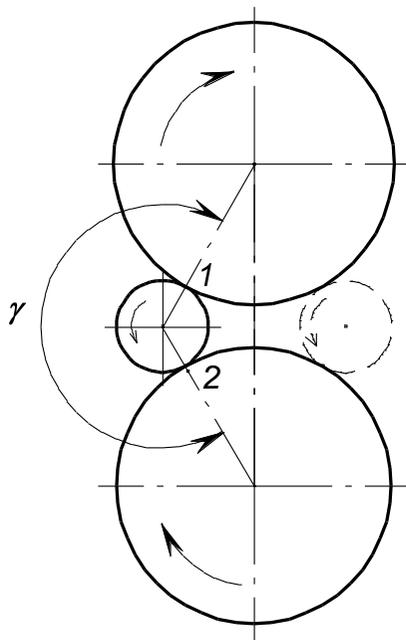


Рис. 1.22. Схема влияния паразитного колеса на точность

Использование разработанного механизма параметризации значительно повышает эффективность исследования допустимых компоновок на базе построенных параметрических моделей. При этом каждый новый вариант синтезируется только изменением критерия оптимизации. Такой подход к проектированию на базе параметрических моделей повышает качество принимаемых проектных решений и производительность труда проектировщиков.

### ***Контрольные вопросы***

1. Какие основные преимущества имеет параметризованное представление об объекте проектирования?
2. Как реализуется параметрическое описание компоновки металлорежущего станка?

3. По каким критериям оцениваются компоновочные решения при проектировании привода главного движения станка?
4. Какими способами можно уменьшить радиальные размеры привода главного движения станка?
5. Опишите традиционный алгоритм проектирования компоновочных схем приводов станков. Какой критерий качества лежит в основе этого алгоритма?
6. Как влияет расположение зубчатых колес друг относительно друга на величину действующих на элементы передачи усилий,
7. Какое правило установки паразитных колес коробки скоростей используется для увеличения точности кинематических цепей?

---

---

## **2. ПОСТРОЕНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ**

### **2.1. Параметризация клиноременных передач**

Широкое применение ременных передач в приводах станков в значительной мере определяется эластичностью ремня и плавностью передаваемого вращения. Особенно для передачи вращения при значительном расстоянии между осями валов, на которых монтируются шкивы. Наряду с традиционными случаями передач от шкива электродвигателя к приводному шкиву привода станка ремни применяются также для непосредственной передачи вращения от электродвигателя к шпинделю, когда последнему требуется сообщить высокие частоты вращения. Особенно этот вариант передачи вращения используется в тех случаях, когда должна быть достигнута безвибрационная работа станка (станки высокой точности, мастер-станки).

Основное преимущество клиноременной передачи – большая тяговая способность ремня, что объясняется его клиновидной формой. Результатом этого является почти трехкратное увеличение силы трения в сравнение с плоскоременной передачей (при одинаковых материалах ремня и шкива и равной силе предварительного натяжения.)

Отсюда, как следствие, появляются также преимущества по габаритам (меньше диаметры шкивов, межосевое расстояние, а значит, и длина ремня) и передаточному числу (до 7...10).

Вместе с тем, клиноременным передачам свойственны и недостатки. Это - более сложная конструкция обода шкива, пониженный КПД (на 1...2%) и, самое существенное – меньшая долговечность ремней.

В целом, клиноременные передачи превосходят плоскоременные (с традиционным прорезиненным ремнем) и имеют доминирующее распространение в силовых приводах станков.

Все более широкое применение находят узкие клиновые ремни (ТУ 38-10534-75, ТУ 38-105161-84), которые, обладая всеми положительными качествами клиновых ремней нормального сечения (ГОСТ 1284.1-80, 1284.3-80), обеспечивают еще большую тяговую способность и допускают более высокую скорость ремней (до 40 м/с).

Если ременная передача работает при различных передаточных числах (сменные шкивы) или частотах, то рассчитывается тот вариант передачи, при котором частота вращения обеспечивает передачу полной мощности. Обычно расчетный вариант передачи выявляется из графика частот вращения привода. Расчет параметров клиноременной передачи выполняется в соответствии с традиционной методикой.

Критериями работоспособности клиноременных передач являются:

- 1) тяговая способность;
- 2) долговечность ремня.

На рис. 2.1 представлена 3D-кинематическая схема станка СВМ1Ф4, разработанная студентом гр. ММ-191 кафедры «Машинобудування, верстати та інструменти» Сухорутченко И.А., реализующая передачу вращения от электродвигателя через многоступенчатую коробку скоростей к шпиндельной головке станка. 3D-проект станка СВМ1Ф4, включающий 1265 3D-деталей стал победителем XII Международного конкурса «Будущие Асы КОМПьютерного 3D моделирования», проводимого группой компаний АСКОН в 2014 году.

Для широкой гаммы шкивов клиноременных передач разработаны расчетные формуляры, которые используются в окнах переменных модуля APM Graph (рис. 2.2).

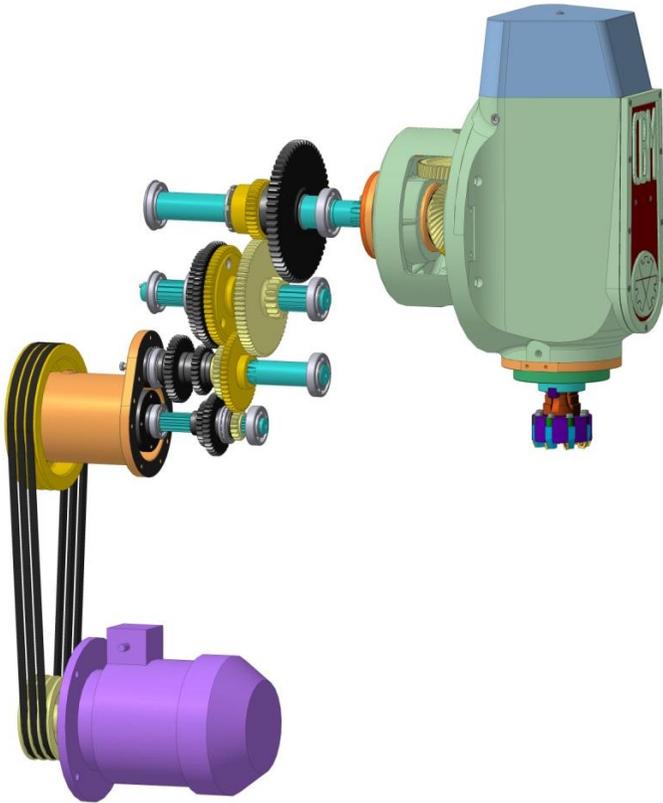


Рис. 2.1. Клиноременная передача в кинематической схеме станка СВМ1Ф4



Рис. 2.2. Окно переменных модуля APM Graph

В металлорежущих станках применяются в основном ремни сечений Z(O), A, B(Б), C(В), выбор которых осуществляется по номограмме (рис. 2.3). Сечение O следует применять для мощностей до 2 кВт. Параметры стандартных клиновых ремней приведены в табл. 2.1.

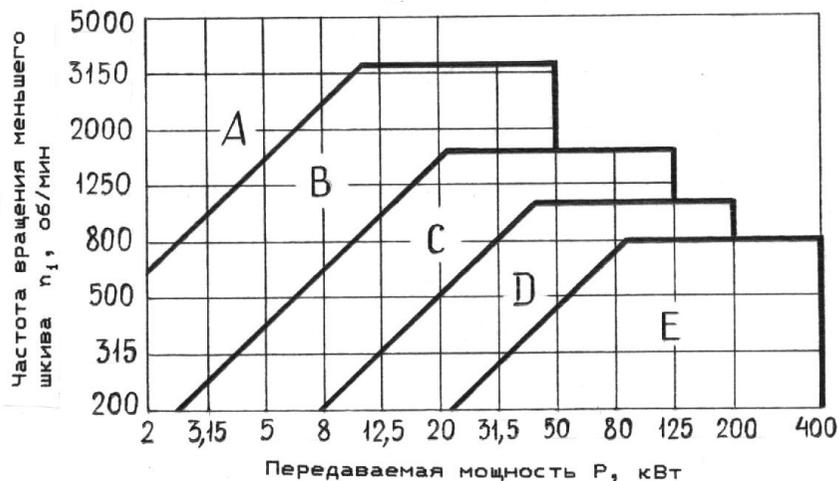


Рис. 2.3. Выбор сечения ремня

Таблица 2.1

**Основные параметры клиновых ремней, мм, по ГОСТ 1284.1-89**

Сечение ремня	Обозначение ремня	$W_p$	$W$	$T$	$d_p \text{ min}$
	Z(O)	8,5	10,0	6,0	63
	A	11,0	13,0	8,0	90
	B(Б)	14,0	17,0	10,5	125
	C(В)	19,0	22,0	13,5	200

На первом этапе проектного расчета ременной передачи осуществляется выбор сечения ремня. В соответствии с синтаксисом параметрического моделирования в САПР ARM WinMachine разработан расчетный формуляр выбора сечения ремня, состоящий из набора логических условий выбора (рис. 2.4).

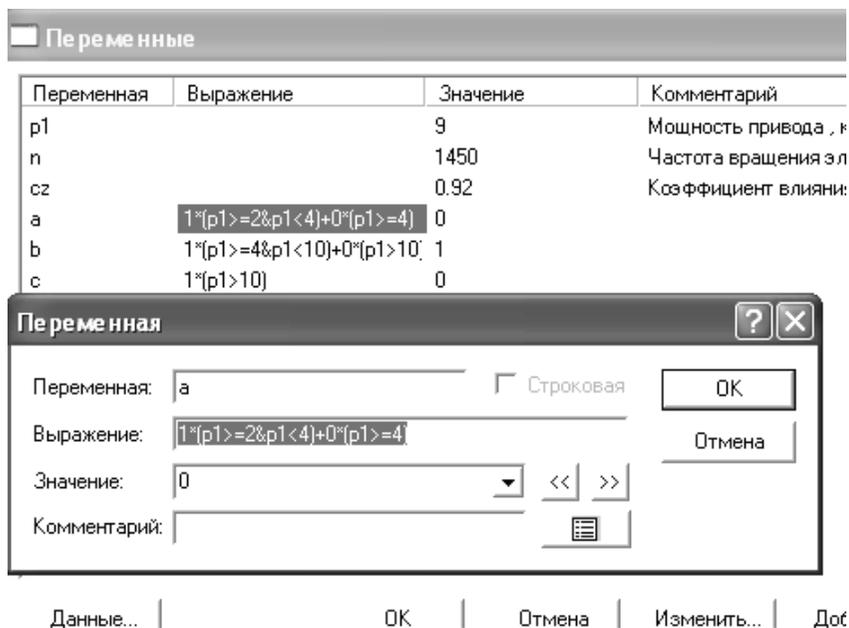


Рис. 2.4. Выбор сечения ремня

Стандартом ГОСТ 20889-88 предусмотрено девять типов цельных шкивов для приводных клиновых ремней по ГОСТ 1284.1-89. Профиль канавок шкивов представлен на рис. 2.5, а его параметры даны в соответствующем ГОСТ.

Для определения размеров шкивов и размеров ремня разработан соответствующий расчетный формуляр, представленный в окне переменных (рис. 2.6).

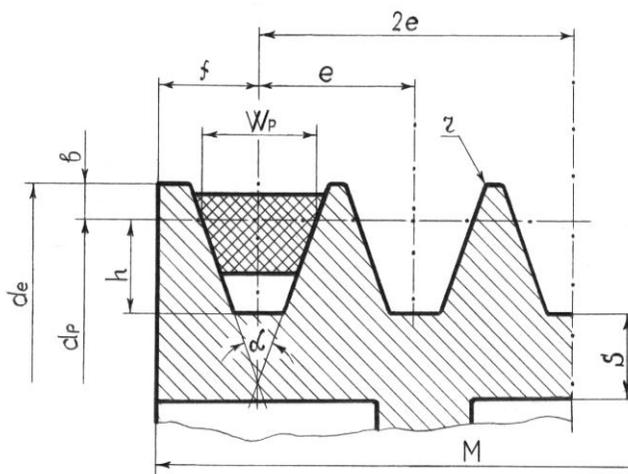


Рис. 2.5. Профиль канавок шкива

Переменные			
Переменная	Выражение	Значение	Комментарий
a	$1^{*(p1 >= 2 \& p1 < 4)} + 0^{*(p1 >= 4)}$	0	
b	$1^{*(p1 >= 4 \& p1 < 10)} + 0^{*(p1 > 10)}$	1	
c	$1^{*(p1 > 10)}$	0	
d1	$90^*a + 125^*b + 200^*c$	125	
al	$34^*a + 34^*b + 36^*c$	34	
bm	$3.3^*a + 4.2^*b + 5.7^*c$	4.2	
h	$8.7^*a + 10.8^*b + 14.3^*c$	10.8	
e	$15^*a + 19^*b + 25.5^*c$	19	
f	$10^*a + 12.5^*b + 17^*c$	12.5	
b1	$13^*a + 16.6^*b + 22.7^*c$	16.6	

Переменная		Строчковая	OK	Отмена
Переменная:	b1	<input type="checkbox"/>		
Выражение:	$13^*a + 16.6^*b + 22.7^*c$			
Значение:	16.6	<input type="checkbox"/>		
Комментарий:				

Рис. 2.6. Выбор размерных параметров ременной передачи

Аналогичным путем определяются расчетные формуляры определения кинематических и силовых характеристик клиноременной передачи.

На базе расчетного формуляра разработана графическая процедура построения параметрической модели шкивов клиноременной передачи, командное окно которой представлено на рис. 2.7.

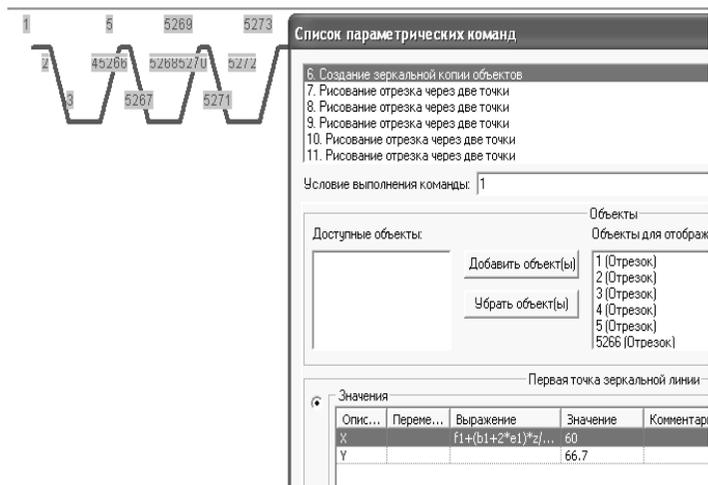


Рис. 2.7.Создание зеркальной копии в окне команд

Универсальность параметрической модели обеспечивается рассмотрением различных вариантов реализации конструкции ременной передачи. Выбор графического профиля для формирования конструкции шкива будет зависеть от передаваемой мощности, сечения ремня и координат базовой точки симметрии конфигурации канавок (табл. 2.2).

На базе разработанных расчетных формуляров предложена процедура параметрического моделирования шкивов клиноременных передач в модуле APM Graph. Эскиз конструкции шкива с укороченной ступицей на фоне окна команд приведено на рис. 2.8.

## Профили канавок

Начальный профиль канавки	Условия выбора		
	Сечение ремня	Передаваемая мощность N, кВт	Координаты базовой точки
	A	$N \leq 1$	$x = f;$ $y = d_p - h$
	A	$1 < N < 1,9$	$x = f + e/2;$ $y = d_p + b$
	A /B C	$1,9 \leq N < 2,8$ $3,6 < N < 5,3$ $7,6 < N < 9,3$	$x = f + e;$ $y = d_p - h$
	A B/ C	$2,8 \leq N < 3,5$ $5,3 < N < 7,0$ $9,3 < N < 12,5$	$x = f + 3e/2;$ $y = d_p + b$

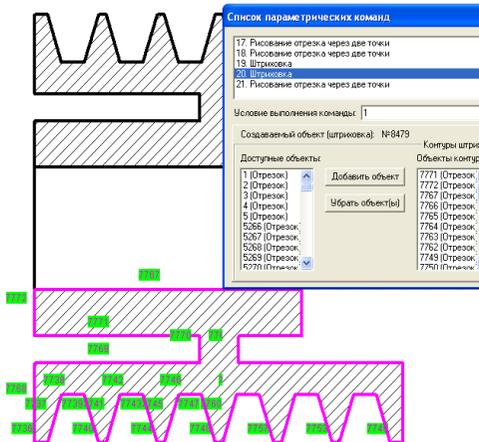


Рис. 2.8. Эскиз конструкции шкива в параметрической форме

При проектировании клиноременных передач в оболочке WinMachine, модуль APM Trans, конструктор получает большие возможности анализа, так как результаты расчетов представляют собой целый комплекс многовариантных решений (при одних и тех же исходных данных). В принципе совокупность этих конструкторских решений можно свести к задаче многопараметрической оптимизации по одному или нескольким критериям. Теоретические основы и методика такой оптимизации хорошо разработаны, например, [21, 22].

В качестве варьируемых параметров клиноременной передачи можно считать:

- 1) расчетные диаметры ведущего и ведомого шкивов  $d_{p1}$  и  $d_{p2}$ ;
- 2) межосевое расстояние  $a$ ;
- 3) число ремней  $z$ ;
- 4) тип сечения ремня.

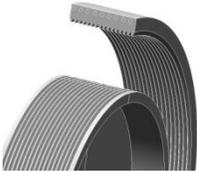
Критерием оптимизации вполне обоснованно можно принять расчетную долговечность (ресурс) ремней  $T_0$  (ч.), которая является комплексным показателем работоспособности передачи. Однако такой выбор параметров и критерия оптимизации не является единственно возможным.

Если одним из главных требований, предъявляемых к станку, являются его габариты, то межосевое расстояние  $a$  перейдет из параметров оптимизации в критерии оптимизации. Если же размер  $a$  будет заданным (например, по базовой модели станка), то он вообще в расчетах будет рассматриваться как константа. Если по условиям компоновки станка наложено ограничение на габарит большего шкива, то из параметров оптимизации исключаются  $d_{p1}$  и  $d_{p2}$ . Возможны и другие комбинации параметров и критериев оптимизации.

Таким образом, в зависимости от конкретных условий проектирования станка выбирается определенный критерий оптимизации (или несколько таковых), на достижение которого

(которых) и будет направлен поиск соответствующих значений параметров оптимизации.

## 2.2. Параметризация поликлиновых передач



В современном металлорежущем оборудовании с ЧПУ все чаще используются передачи поликлиновыми ремнями – бесконечными плоскими ремнями с продольными клиньями, входящими в кольцевые клиновые канавки на шкивах (рис. 2.9, рис. 2.10). На рис. 2.9 показан привод главного движения СФР-станка с расширенными технологическими возможностями модели СФ68ВФ4 в сечении. 3D-модель привода главного движения этого станка, разработанная студентом кафедры «Машинобудування, верстати та інструменти» Осиповым В.И. принял участие в XI Международном конкурсе «Будущие Асы КОМПьютерного 3D моделирования», проводимого группой компаний АСКОН в 2013 году и представлен в галерее конкурса

В этом станке поликлиновая передача используется при передаче вращения от электродвигателя к входному валу коробки скоростей. На рис. 2.10 показан эскиз шкива поликлиновой передачи с основными линейными и диаметральными размерами.

Такое широкое распространение вызвано тем, что эти ремни сочетают достоинства плоских (гибкость) и клиновых (высокая тяговая способность). Благодаря этим преимуществам поликлиновые ремни могут работать при скоростях до  $65 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$  и при мощностях до 1000 кВт.

В металлорежущих станках применяются в основном ремни сечений К, Л и М, выбор которых осуществляется по номограмме (рис. 2.11).

Использование инструментария параметризации позволяет проектировать поликлиновые передачи с любым сечением ремня на базе параметрических моделей.

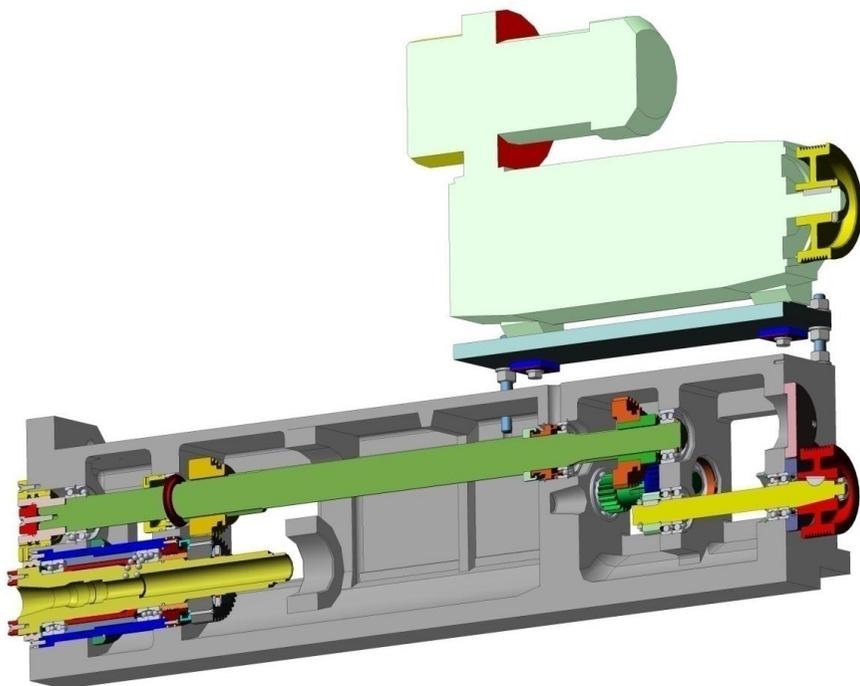


Рис. 2.9. Поликлиновая передача в приводе главного движения

На этапе проектного расчета появляется возможность связать ориентировочное соотношение расчетного диаметра ведущего шкива  $d_1$  с величиной крутящего момента  $T$ , заданного в исходных данных или вычисленного как функции от передаваемой мощности двигателя. Используя синтаксис параметрического моделирования, выбирается нормативное значение расчетного диаметра  $d_1$  (рис. 2.12). С помощью аналогичных логических выражений определяются основные геометрические параметры: шаг ремня  $p$ , высота канавки  $e$ , толщина обода  $t$  и другие (рис. 2.12).

С помощью средств параметрического моделирования эффективно реализуется выбор диаметра меньшего шкива  $d_1$  по критерию долговечности, когда удастся достичь более высоких тяговых характеристик ремней. Для этого осуществляется выбор



На базе разработанных расчетных формуляров предложена процедура параметрического моделирования шкивов поликлиновых передач в модуле АРМ Graph. Эскиз конструкции шкива с диском на стадии операции «создание зеркальной копии» приведен на рис. 2.13.

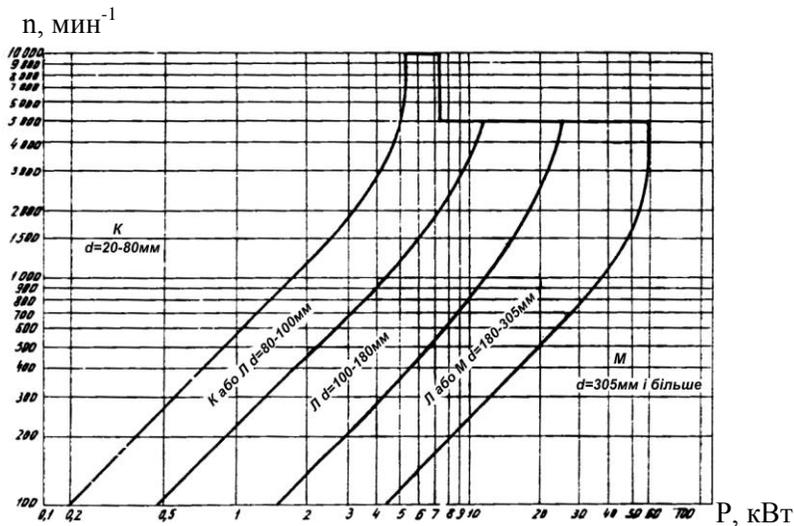


Рис. 2.11. Выбор сечения поликлинового ремня

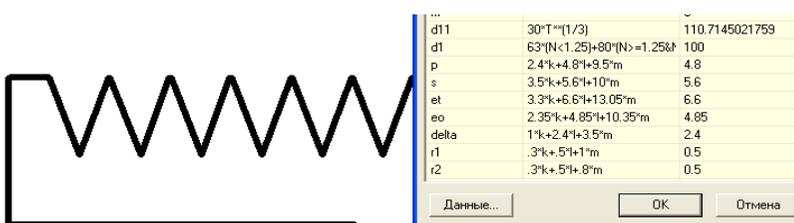


Рис. 2.12. Окно переменных в задаче проектирования шкива поликлиновой передачи

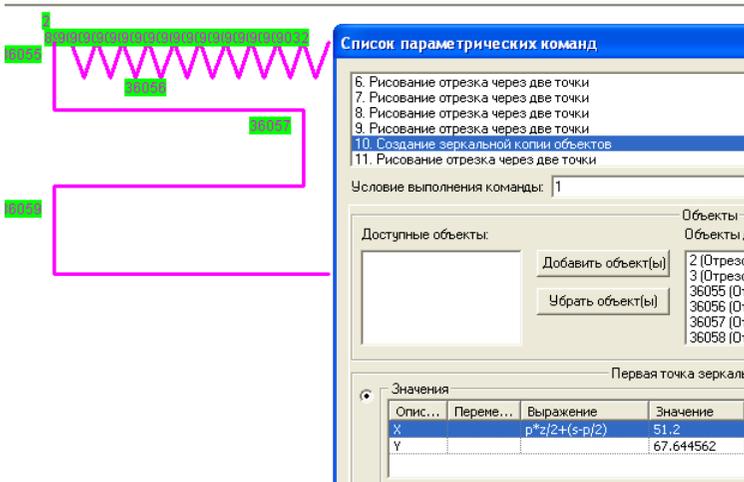


Рис. 2.13. Создание зеркальной копии в окне команд

Координаты по оси  $X$  и первой и второй точек зеркальной копии задаются аналитически, как функция от шага  $p$ , числа ребер  $z$  и размера, координирующего положение первого клина относительно торца шкива  $s$ , а именно

$$X_2 = p*z/2+(s-p/2).$$

Координаты по оси  $Y$  задаются в численном виде путем набора в поле ввода «Значение».

Для проверки корректности работы построенной модели нужно открыть список всех ее переменных и изменить их (в разумных пределах), проверяя, как созданная параметрическая модель отрабатывает эти изменения. Если при создании модели была допущена ошибка, то ее таким образом легко заметить и исправить, вернувшись к списку параметрических команд.

На основе разработанной параметрической модели в модуле APM Studio построены 3Dмодели шкива (рис. 2.14) с целью последующего расчета напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов.

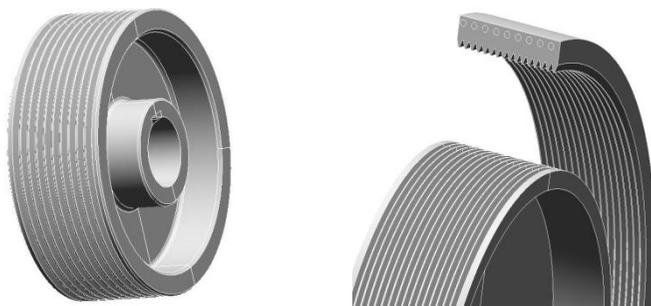
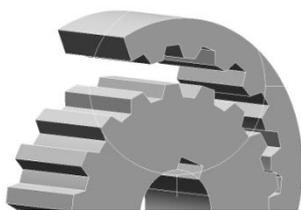


Рис. 2.14. Твердотельная 3D-модель шкива поликлиновой передачи

### 2.3. Параметризация зубчатых ременных передач



При проектировании зубчатоременных передач, нашедших широкое применение в приводах современных станков, одним из существенных факторов является распределение передаваемой нагрузки между зубьями ремня, находящихся в зацеплении со шкивами. Зубчатые ремни имеют наибольшее количество конструктивных вариаций, по сравнению с плоскими, круглыми и клиновыми ремнями. Они имеют ряд преимуществ, обеспечивая более плавную работу передачи, исключая вероятность проскальзывания относительно шкива; при этом они создают не столь высокую нагрузку на валы и подшипники от натяжения ременной передачи и обеспечивают наиболее высокий коэффициент полезного действия.

На рис. 2.15 показан вариант привода СФР-станка с зубчатой ременной передачей, предназначенной для передачи движения от двигателя к входному валу коробки скоростей.

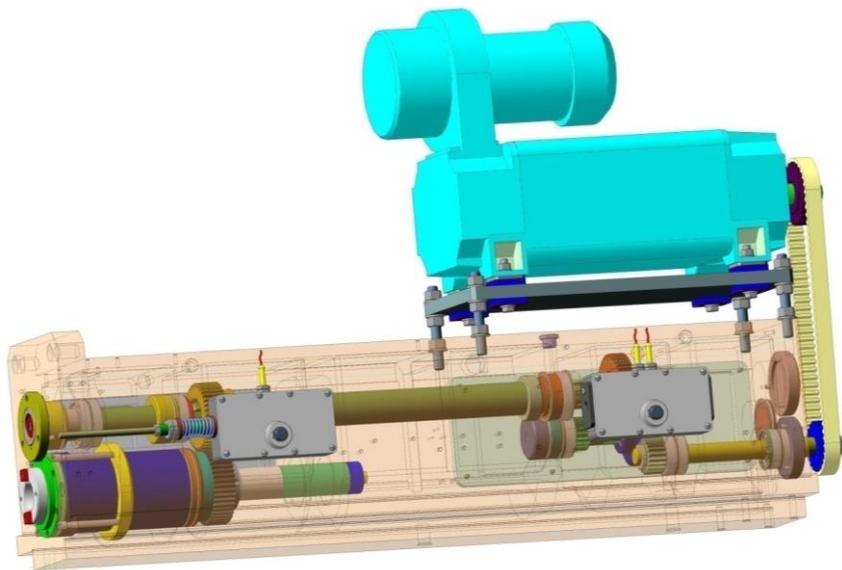


Рис. 2.15. Зубчатая ременная передача в приводе главного движения

Имеющиеся аналитические зависимости для описания воздействия множества влияющих факторов на распределение нагрузки зачастую имеют значительное расхождение с практическими результатами. Альтернативой такого подхода является применение параметрического моделирования для ускоренного проектирования элементов передачи с зубчатым ремнем и исследования напряженно-деформированного состояния с помощью метода конечных элементов.

Существующие методики прочностного расчета и анализа распределения нагрузки при работе передачи [23] предполагают ввод поправки  $K$  на наружный диаметр шкива, которая принимается по таблице пропорционально диаметру шкива и учитывает только удлинение ремня. Для определения влияния

окружного шага шкива на распределение нагрузки по зубьям ремня на дуге охвата была предпринята попытка [24] аналитического описания зависимости коэффициента  $K$  от таких факторов, как передаваемая нагрузка и податливости витков несущего слоя ремня (каната). В этом случае оптимальное значение  $K$  может быть получено путем совместного решения двух уравнений, определяющих нагрузку на зубья ремня при равенстве шагов зубьев ремня  $t_p$  и шкива  $t_{ш}$  и при условии  $t_{ш} > t_p$ . Вместе с тем распределение нагрузки является многофакторной зависимостью и для повышения уровня адекватности аналитического описания вводятся параметры влияния характера нагружения, передаточного числа и числа зубьев, ремня, находящегося в зацеплении [25]. Такое усложнение математических зависимостей не всегда дает практический эффект в проектных расчетах.

Для совершенствования процессов проектирования целесообразно использовать параметрическую модель передачи с зубчатым ремнем для различных конструктивных вариаций, на базе которой осуществить комплексное исследование характеристик напряженно-деформированного состояния зубьев шкива и ремня, выбрать наилучшую конструкцию передачи, характеризующуюся равномерным распределением нагрузки и снижением ее наибольшего значения [26].

В приводах главного движения металлорежущих станков с ЧПУ и многоцелевых станках широко применяются приводы с двигателем постоянного тока и тиристорным преобразователем напряжений. Приводы такого исполнения нуждаются в двухзонном регулировании. Так для двигателя постоянного тока серии 2П диапазон регулирования по частоте вращения шпинделя составляет 1:4. Зачастую по технологическим требованиям этот диапазон необходимо увеличивать, что осуществляется вводом дополнительной коробки скоростей.

Характерным представителем станков с ЧПУ с расширенным диапазоном регулирования является специализированный многоцелевой станок модели МЦ200 ПФ4В. Этот станок имеет



считывания и предназначен для определения координаты положения и обеспечения точности позиционирования в кинематической цепи управления.

Для оценки основных геометрических и кинематических характеристик зубчатременной передачи была использована традиционная методика расчета [19]. Результаты расчета представлены в табл. 2.3.

Т а б л и ц а 2.3

### Результаты расчета

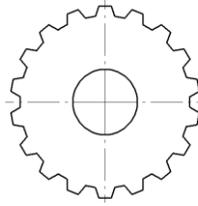
Параметры шківов	Номер шківа	
	1	2
Делительный диаметр шківа, $d=m \cdot Z_{ш}$ (мм)	72	100
Диаметр вершин зубьев $d_a = d - 2 \cdot \delta \pm K$ (мм) «+» - для ведущего шківа «-» - для ведомого шківа	70,43	98,34
Поправка $K$ , учитывающая уровень нагрузки $K = 0,2 \cdot (F_p/b) \cdot \lambda \cdot Z_{ш}$	0,0336	0,0562
Окружной шаг шківа $P_{ш}$ по средней линии зубьев $P_{ш} = (d_a - h_{ш})/Z_{ш}$ (мм)	11,596	11,855
Ширина канавки шківа $S_{ш}$ (мм)	4	4
Глубина впадины шківа $h_{ш}$ (мм)	4	4
Радиусы скругления на вершинах зубьев $r_1$ (мм)	1,0	1,0
Радиусы скругления во впадинах зубьев $r_2$ (мм)	1,3	1,3
Угол между ветвями ремня $\gamma$ (град)	40	40
Длина зуба шківа $B = b + m$ (мм)	54	54

Вместе с тем для исследования конструкций передачи эффективным является инструментарий параметрического моделирования [19].

Параметрические модели зубчатого ремня и шківа строятся в соответствии со следующим алгоритмом.

1. Ввод входных данных в виде переменных в диалоговом окне «Переменные» (рис. 2.17).

Переменные		
Переменная	Выражение	Значение
$\beta$		4
beta		25
$t_p$	$6.2831(m_0 \cdot 23m \cdot 3) \cdot 3.425/r$	12.566
h	$b^2/m$	2.4
H	$m+1$	5
d	$4^3(m_0 \cdot 23m \cdot 4) + 8^3(m_0 \cdot 5b)$	0.4
r		3
x4	$tp/2(m/2 + 1 \cdot \tan(\text{rad}(25)))$	3.1638616204
delta	$8^3(d \cdot 46d \cdot 8) + 1.3^3(d \cdot 8) + 1$	0.6
b	$10^3(m_0 \cdot 23m \cdot 3) + 20^3(m_0 \cdot 36)$	30
n1		7



Переменные		
Переменная	Выражение	Значение
r1		140
r2		2
r3		1.8
r4		1.7
r5		1.6
r6		1.5
r7		1.4
r8		1.3
r9		1.2
r10		1.1
r11		1
r12		0.9
r13		0.8
r14		0.7
r15		0.6
r16		0.5
r17		0.4
r18		0.3
r19		0.2
r20		0.1

а

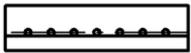
б

Рис. 2.17. Окно переменных в задаче параметрического моделирования: а – зубчатый ремень; б – шкив

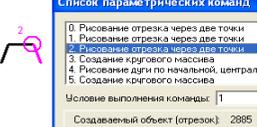
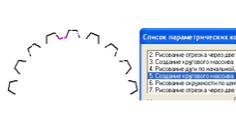
2. Графическое задание последовательности команд в окне «Команды», ведущее к построению нужной модели зубчатого ремня (табл. 2.4). В списке параметрических команд указываются, если нужно, параметры для команд. При этом в расчетных выражениях используются переменные, заданные в п.1, или вспомогательные переменные, созданные в процессе построения модели. Каждой графической процедуре (составляющих графический формуляр) соответствуют аналитические выражения (аналитический формуляр). Аналогичным образом строится модель шкива зубчаторемненной передачи (табл. 2.5).

Таблица 2.4

### Элементы параметрической модели зубчатого ремня

Создание формы зуба	Создание прямоугольного массива зубьев	Создание прямоугольного массива канатов
		
$L = \frac{h_1}{\cos(\text{rad}(2\beta))}; \alpha = 90 - \beta$	Строк: $x = 1$ Столбцов: $z_0 = z_{ш} \cdot \frac{\alpha_1}{360}$	Строк $x = 1; t_p = \frac{b}{n_1 - 1}$ Столбцов: $n_1; \alpha = 180$

## Элементы параметрической модели шкива

Создание формы зуба	Создание кругового массива вершин зубьев	Создание кругового массива впадин зубьев
		
$L = \frac{h_{III}}{\cos(\text{rad}(2\beta))}; \alpha = 270 + \beta$	$n = z_{III};$	$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot \left( \delta + \frac{h_1}{2} \right)}{z_{III}}$

3. Анализ на соответствие сформированной таким образом модели с требуемой, и при необходимости исправление параметров команд или изменение способа построения всей модели или ее части. На рис. 2.18. изображен эскиз зубчатременной передачи с боковым и радиальным зазорами.

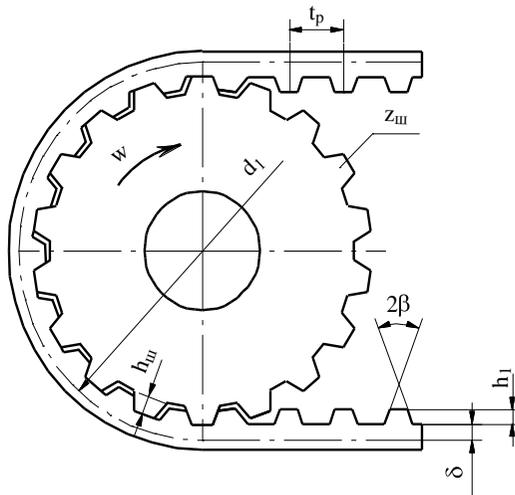


Рис. 2.18. Эскиз зубчатременной передачи

4. Анализ правильности построенной модели при различных значениях исходных данных.

Для оценки напряженно-деформированного состояния и неравномерности распределения передаваемой нагрузки между зубьями построим 3D - модель шкива в модуле APM Studio (рис. 2.19,а). В качестве исходных данных примем: зубчатоременная передача (18:25) привода главного движения станка модели МЦ200 ПФ4В, включая ремень 4-112-50 ОСТ 38.015114-76, модуль  $m=4$  мм, число зубьев  $Z_p=112$ , длина ремня  $l_p=1407,84$  мм, ширина ремня  $b=50$  мм, номинальная частота вращения  $n_{ном}=1000$  об/мин, мощность  $N=5,5$  кВт.

Как известно [27], нормальная нагрузка на зубьях распределена неравномерно и достигает максимума у основания зубьев (рис. 2.19,б).

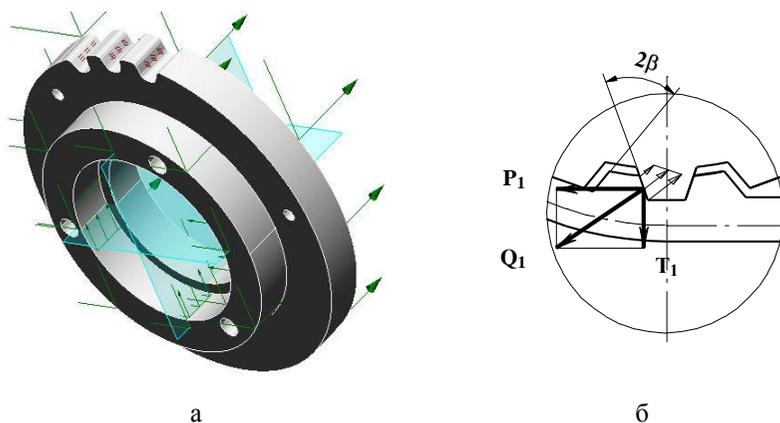


Рис. 2.19. 3D – модель ведущего шкива

Используя встроенный генератор конечноэлементной сетки, осуществим процедуру ее построения с последующим комплексным расчетом (рис. 2.20). При неравенстве шагов шкива и ремня ( $t_{ш} > t_p$ ) нагрузка на первые зубья шкива в начале дуги обхвата ведущего шкива и на последние зубья ремня в конце дуги обхвата ведомого шкива уменьшается. При этом нагрузка перераспределяется на

последние зубья ремня дуги обхвата ведущего шкива и первые зубья ремня дуги обхвата ведомого.

Проведен комплексный анализ напряженно-деформированного состояния зубьев зубчатого шкива и ремня численным методом конечных элементов в среде APM Studio. Построены поля напряжений и перемещений в узловых точках поверхности зуба шкива зубчаторемненной передачи.

На основе комплексного анализа конструкции зубчаторемненной передачи получены представления о распределении напряжений в различных сечениях зуба шкива и ремня, дана оценка распределения нагрузки по зубьям ремня на дугах обхвата шкивов. Открывается возможность эффективного моделирования процесса более равномерного распределения нагрузки по зубьям ремня в зависимости от величины соотношения шагов зубьев ремня и шкива.

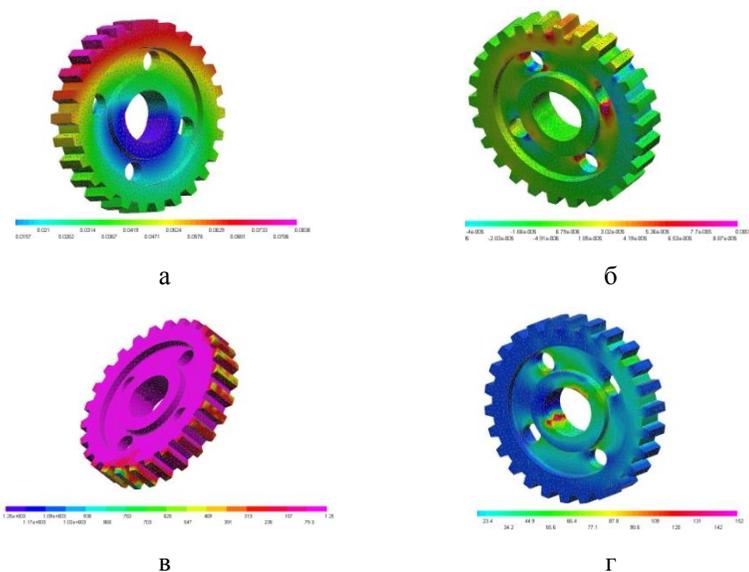


Рис. 2.20. Прочностной расчет шкива: а – перемещения; б – деформации; в - коэффициент запаса; г - напряжения



4. Передается ли вращение от приводного шкива станка (коробки скоростей) к шкиву электродвигателя:
  - а) да
  - б) нет
5. Имеются ли сшивки ремня в клиноременных передачах:
  - а) да
  - б) нет
6. Замена клинового ремня сечения В на сечение Б приводит к увеличению долговечности ремня (при прочих равных условиях)
  - а) да
  - б) нет
7. Переход на увеличенные диаметры шкивов повышает напряжение изгиба в ремне:
  - а) да
  - б) нет
8. Увеличение передаточного числа (при неизменном межосевом расстоянии) приводит к росту угла обхвата ремнем малого шкива:
  - а) да
  - б) нет
9. При одинаковой внешней нагрузке в зубчатой и ременной передачах последняя создает большую нагрузку на валы и опоры:
  - а) да
  - б) нет
10. Плоские ремни допускают более высокие скорости, чем клиновые ремни:
  - а) да
  - б) нет

#### *Контрольные вопросы 2-го типа*

1. Какова величина минимально допустимого значения угла обхвата малого шкива:
  - а) плоскоременной,
  - б) клиноременной.
2. Чему равно предельно допустимое передаточное число?
3. Каково соотношение (в виде неравенства) минимального межосевого расстояния  $a_{\min}$  и диаметра ведомого шкива  $d_{p2}$  ?
4. Какова максимально возможная (по ГОСТ 1254.1-89) расчетная длина ремня для ремней сечений E(D) и EO(E)?
5. Чему может быть равно максимальное число ремней  $z$  ?

6. Как и на сколько процентов изменится напряжение от центробежных сил  $\sigma_v$ , если скорость ремня увеличилась на 10 %?
7. Как и на сколько процентов изменится полезное напряжение в ремне  $\sigma_f$ , если шкив  $\varnothing 125$  мм заменить на  $\varnothing 140$  мм?
8. Скорость ремня увеличилась в 1,4 раза, а длина ремня – в два раза. Как и на сколько процентов изменилось число пробегов ремня в секунду?
9. Окружная сила  $F_f$  на малом шкиве  $\varnothing 125$  мм равна 600 Н. Чему равен крутящий момент на большем шкиве ременной передачи, если ее передаточное число  $u = 4$ ? КПД в расчете не учитывать.
10. Какое значение (приблизленно) принимает коэффициент упругого скольжения клиноременной передачи при полной внешней нагрузке?

*Контрольные вопросы 3-го типа*

1. Какие материалы ремней, применяемые в приводах станков, характеризуются максимальным значением модуля упругости  $E$  (МПа):
  - а) кожаные,
  - б) прорезиненные тканые,
  - в) хлопчатобумажные.
2. Какие материалы ремней используют самые быстроходные передачи:
  - а) кожаные,
  - б) прорезиненные тканые,
  - в) хлопчатобумажные.
3. Расчетные диаметры ведущего и ведомого шкива совпадают с диаметрами шкивов:
  - а) наружных,
  - б) внутренних,
  - в) по которым располагается на шкивах нейтральный слой ремня.
4. На сколько увеличивают уточненное межосевое расстояние (для обеспечения необходимого начального натяжения ремня):

- а) на 0,5-1%,
  - б) на 5-10%,
  - в) на 15-20%.
5. Какова максимальная величина пробегов ремня (клиноременной передачи) в секунду:
- а) до 5,  $\text{с}^{-1}$
  - б) до 7,  $\text{с}^{-1}$
  - в) до 10,  $\text{с}^{-1}$
6. С увеличением диаметров ведущего и ведомого шкивов:
- а) увеличивается долговечность ремня;
  - б) увеличивается окружная сила на шкивах;
  - в) уменьшается число пробегов ремня в секунду.
- Указать неправильный ответ.
7. Сократить число ремней в передаче можно:
- а) переходом на большее сечение ремня;
  - б) увеличением межосевого расстояния;
  - в) увеличением передаточного числа.
- Указать неправильный ответ.
8. Число пробегов ремня в секунду уменьшилось, а максимальное напряжение в ремне на столько же увеличилось. Как изменится долговечность ремня?
- а) уменьшилось;
  - б) не изменилось;
  - в) увеличилось.
9. С увеличением скорости ремня:
- а) увеличивается сцепление ремня со шкивами;
  - б) увеличивается напряжение в ремне;
  - в) уменьшается долговечность ремня.
- Указать неправильный ответ.
10. При максимально возможной внешней нагрузке клиноременной передачи коэффициент упругого скольжения ремня равен:
- а) 0,01...0,02;
  - б) 0,1...0,2;
  - в) 1,0.

---

---

## 3. ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВАЛОВ В САПР АРМ WINMACHINE

### 3.1. Порядок расчета валов



Размеры валов в станках в большинстве случаев определяются условиями жесткости. Диаметры валов по этому критерию больше чем в аналогичной процедуре расчета на прочность, следствием чего является работа валов в зоне низких напряжений. Исходя из этого расчет валов можно вести упрощенно, не учитывая динамический характер нагрузки, т.е. не вводя непосредственно в расчетные формулы коэффициенты концентрации напряжений и характеристики циклов нагружения. Факторы наличия концентраторов и цикличности учитываются приближенно соответствующим выбором допускаемых напряжений.

Порядок расчета валов на прочность включает в себя:

1. Определение крутящего момента  $T = 9550 \cdot N \cdot \eta / n$  на валу в зависимости от мощности  $N$  (кВт), к.п.д. передачи от двигателя до рассчитываемого вала  $\eta$  и частоты вращения  $n$  (мин<sup>-1</sup>).

2. Определение нагрузок, действующих в сечениях вала, несущих шестерни, шкивы и другие детали, передающие вращающие моменты. На этом этапе определяются направления и величины действующих сил.

3. Определение проекций на горизонтальную и вертикальную плоскости окружных и радиальных сил, действующих на зубьях шестерен.

4. Построение эпюр изгибающих моментов, действующих в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

5. Определение опасного сечения вала на основе нахождения максимальной величины геометрической суммы моментов  $M_{\text{и}}$ . В случае неясности опасного сечения величину  $M_{\text{и}}$  определяют в двух или нескольких сечениях.

6. Определение необходимого диаметра вала через нахождение момента сопротивления поперечного сечения вала.

7. Если производится проверочный расчет вала уже известного диаметра, то определяется действующее в опасном сечении вала напряжение  $\sigma_{\text{и}}$ , величина которого не должна превышать допускаемое напряжение [28].

Вал привода металлорежущего станка – ступенчатое цилиндрическое тело, количество и число ступеней которого зависят от количества и размеров, установленных на вал деталей. Имеется ряд соотношений, позволяющих ориентировочно определить геометрические размеры каждой ступени вала: ее диаметр  $d$  и длину  $l$  с учетом заниженных значений допускаемого напряжения на кручение  $\tau_k$ . Так, для первой ступени входного вала привода главного движения станка, на которую монтируется шкив ременной передачи, характерны следующие соотношения:

$$d_1 = \sqrt{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot \tau_k}} \quad l_1 = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_1.$$

Аналогичные соотношения [2] характерны и для геометрических параметров для ступеней под:

- уплотнение крышки с отверстием и подшипник;
- шестерню, колесо;
- резьбу.

Традиционные методики проектирования для широкой номенклатуры валов характеризуются большой трудоемкостью и высокой степенью дублирования проектных операций. Альтернативой этому подходу является методика проектирования,

основанная на механизмах параметризации [19, 29]. Как и в предыдущих разделах, используется модуль APM Graph, входящий в состав CAD/CAE/PDM «APM WinMachine».

### **3.2. Формирование параметрических формуляров для ступенчатых валов**

В качестве исследуемого объекта рассматриваются входные ступенчатые валы привода главного движения металлорежущих станков. На рис. 3.1 представлена 4-х валовая конструкция коробки скоростей многооперационного станка с шестишпindelной револьверной головкой модели СФ16Ф3. 3D-модель станка, включающая 791 деталь, разработана студентом гр. М-191 Журавлевым В.В. стала победителем XII Международного конкурса «Будущие Асы КОМпьютерного 3D моделирования, проводимого группой компаний АСКОН в 2014 году.

Для каждой ступени вала сформированы параметрические выражения, описывающие конструктивные закономерности основных компонентов формы вала.

Выходной конец вала (первая ступень под открытую передачу), на который монтируется шкив ременной передачи, может быть цилиндрическим или коническим. Окружное закрепление шкива ременной передачи осуществляется посадками, шпоночным соединением и соединениями с натягом. Осевая фиксация шкива на валу может выполняться одним из следующих способов: а) силами трения, возникающими в посадках с большим натягом; б) установочным винтом с цилиндрическим концом, для которого на валу выполняется цилиндрическое гнездо; при этом на поверхности ступицы шкива протачивают узкую канавку для предотвращения от самопроизвольного вывинчивания; планкой, входящей в поперечный паз, выполненный в шпонке; пружинными упорными кольцами.

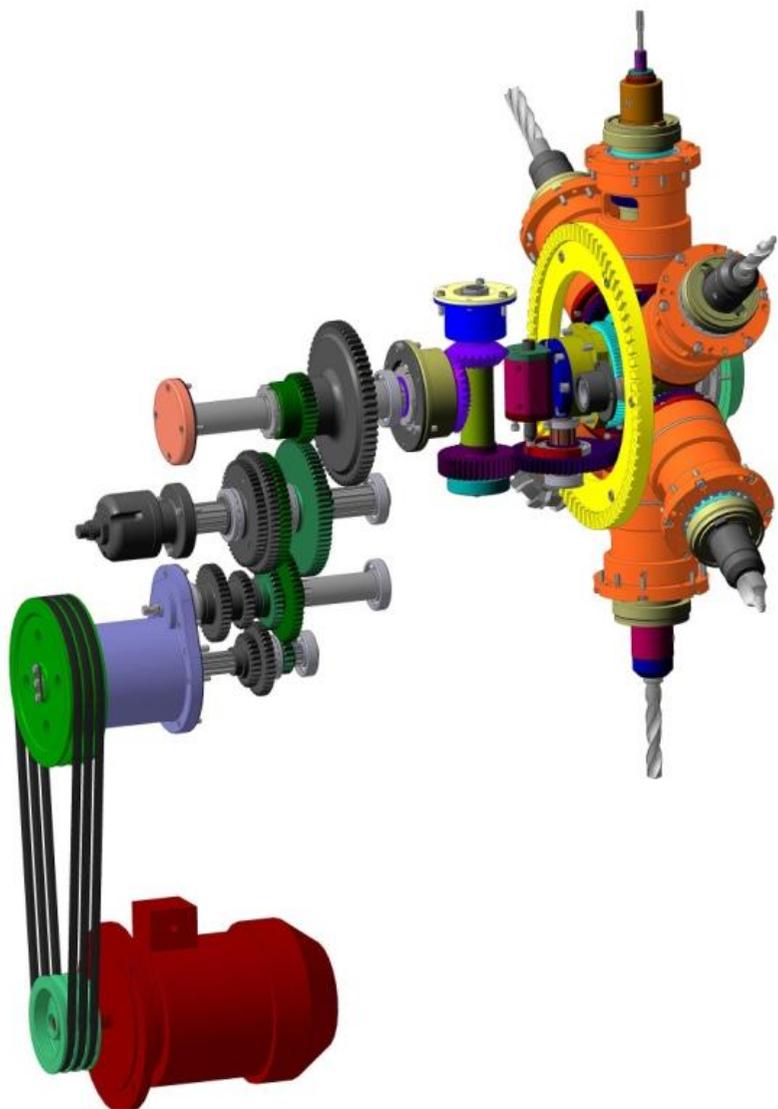


Рис. 3.1. Ступенчатые валы в коробке скоростей многооперационного станка модели СФ16МФ3

Для проведения проверочных расчетов можно использовать расчетный формуляр РФ-07-01 [30]. Прочность соединения является гарантированной, если полученные напряжения не превышают допусковых значений, приведенных в таблице формуляра. Шпоночные соединения рассчитывают на смятие (надежность соединения) и на срез (прочность соединения).

Для первой ступени под открытую передачу предложена последовательность параметрических выражений, моделирующих процедуру задания цилиндрической ступени и шпоночной канавки (рис. 3.2). При создании параметрической модели используется синтаксис выражений, разработанный в рамках модуля APM Graph.

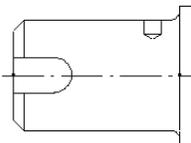
Создание цилиндрической ступени под открытую передачу	Создание шпоночного паза первой ступени																																												
	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th colspan="4" style="text-align: left;">Переменные</th> </tr> <tr> <th style="width: 20%;">Переменная</th> <th style="width: 30%;">Выражение</th> <th style="width: 15%;">Значение</th> <th style="width: 35%;">Комментарий</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>kpd</td> <td></td> <td>0.9</td> <td></td> </tr> <tr> <td>n1</td> <td></td> <td>950</td> <td>частота вращения</td> </tr> <tr> <td>N</td> <td></td> <td>7</td> <td>мощность привода ГД</td> </tr> <tr> <td>T</td> <td><math>9550 \cdot N \cdot kpd / n1</math></td> <td>63.3315789474</td> <td>крутящий момент</td> </tr> <tr> <td>tau</td> <td></td> <td>12</td> <td>допускаемое напряжение на кручение</td> </tr> <tr> <td>lst</td> <td></td> <td>1</td> <td>длинная ступица ls/d=0.8</td> </tr> <tr> <td>kst</td> <td>1-1st</td> <td>0</td> <td>короткая ступица ls/d&lt;0.8</td> </tr> <tr> <td>d11</td> <td><math>\text{floor}((T \cdot 10^{**3} / (0.2 \cdot \text{tau}))^{**1/3})</math></td> <td>29</td> <td>расчетный диаметр ступени вала под отк</td> </tr> <tr> <td>d1</td> <td><math>24 \cdot (\text{d11} &gt; 18 \&amp; \text{d11} &lt; 25) + 28 \cdot (\text{d11} &gt; 25)</math></td> <td>32</td> <td>диаметр ступени вала под открытую перед</td> </tr> </tbody> </table>	Переменные				Переменная	Выражение	Значение	Комментарий	kpd		0.9		n1		950	частота вращения	N		7	мощность привода ГД	T	$9550 \cdot N \cdot kpd / n1$	63.3315789474	крутящий момент	tau		12	допускаемое напряжение на кручение	lst		1	длинная ступица ls/d=0.8	kst	1-1st	0	короткая ступица ls/d<0.8	d11	$\text{floor}((T \cdot 10^{**3} / (0.2 \cdot \text{tau}))^{**1/3})$	29	расчетный диаметр ступени вала под отк	d1	$24 \cdot (\text{d11} > 18 \& \text{d11} < 25) + 28 \cdot (\text{d11} > 25)$	32	диаметр ступени вала под открытую перед
Переменные																																													
Переменная	Выражение	Значение	Комментарий																																										
kpd		0.9																																											
n1		950	частота вращения																																										
N		7	мощность привода ГД																																										
T	$9550 \cdot N \cdot kpd / n1$	63.3315789474	крутящий момент																																										
tau		12	допускаемое напряжение на кручение																																										
lst		1	длинная ступица ls/d=0.8																																										
kst	1-1st	0	короткая ступица ls/d<0.8																																										
d11	$\text{floor}((T \cdot 10^{**3} / (0.2 \cdot \text{tau}))^{**1/3})$	29	расчетный диаметр ступени вала под отк																																										
d1	$24 \cdot (\text{d11} > 18 \& \text{d11} < 25) + 28 \cdot (\text{d11} > 25)$	32	диаметр ступени вала под открытую перед																																										
$d11 = \text{floor}((T \cdot 10^{**3} / (0.2 \cdot \text{tau}))^{**1/3});$ $d1 = 32 \cdot (d11 \geq 29 \& d11 < 34) + 36 \cdot (d11 \geq 34 \& d11 < 38);$ $l1 = (1.5 \cdot d1) \cdot l_{st} + (0.8 \cdot d1) \cdot k_{st}$	$b1 = 8 \cdot (d1 \geq 20 \& d1 < 30) + 10 \cdot (d1 \geq 30 \& d1 < 36) + 12 \cdot (d1 \geq 36 \& d1 < 42);$ $h1 = 7 \cdot (d1 \geq 20 \& d1 < 30) + 8 \cdot (d1 \geq 30 \& d1 < 42);$ $l11 = 2 \cdot 1000 \cdot T / (d1 \cdot \text{sigmasm} \cdot 4 \cdot h1).$																																												

Рис. 3.2. Формирование модели первой ступени

Различные варианты осевой фиксации реализуются в параметрической модели (рис. 3.3) за счет выбора конструкции ступицы шкива по критерию  $l_{ст} / d_1 > 0,8$ - удлиненная ступица (рис. 3.3,а), в противном случае – укороченная (рис. 3.3,б). В окне команд вызов определенного варианта осевой фиксации осуществляется за счет формирования условия выполнения

команды. При построении параметрической модели переходного участка между двумя ступенями вала следует учитывать ряд соотношений между диаметральными размерами ступеней и параметрами переходных участков.

Вторая и четвертая ступени вала под радиальные шарикоподшипники рассчитывается с учетом стандартных размеров подшипников. При формировании параметрической модели второй ступени предложен алгоритм для корректировки полученного значения диаметра ступени  $d_2$  с целью получения нормального габаритного размера. На рис. 3.4, б. представлен расчетный формуляр для формирования параметрической модели второй ступени под опору на подшипниках качения. В соответствии с предложенным алгоритмом осуществляется определение диаметра ступени  $d_2$ , размер которого оканчивается на 5 или на 0 (при  $d$  свыше 20 мм).

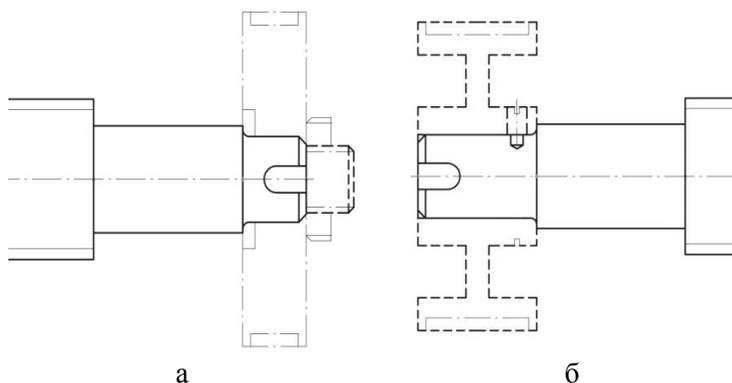


Рис. 3.3. Способы осевой фиксации шкива

В металлорежущих станках применяются шлицевые соединения как подвижного, так и неподвижного типа, характеризующиеся улучшенным центрированием и направлением при передвижении вдоль вала различных деталей; уменьшенным напряжением смятия на гранях шлицев и повышенной прочностью шлицевых валов при динамических и переменных напряжениях.

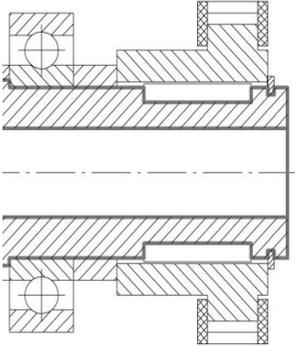
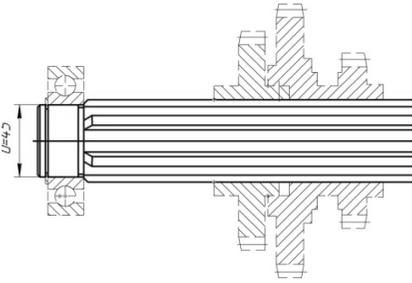
Создание цилиндрической ступени под опору диаметром $d_2$	Создание ступени под блок зубчатых колес
	
$d_{22} = (d_1 + 2 \cdot t) / 5$ $d_{21} = \text{abs}(\text{floor}(d_{22}) - d_{22})$ $d_2 = (\text{floor}(d_{22}) \cdot 5) \cdot$ $\cdot (d_{21} > .01 \ \& \ d_{21} < .5) +$ $+ (\text{ceil}(d_{22}) \cdot 5) \cdot (d_{21} \geq .5 \ \& \ d_{21} < .99)$	$b_3 = -8 \cdot (l_1 > 4 \ \& \ l_1 \leq 8) +$ $+ 10 \cdot (l_1 > 8 \ \& \ l_1 \leq 10) \dots$ $t_3 = 3.5 \cdot (d_3 > 17 \ \& \ d_3 < 24) +$ $+ 4 \cdot (d_3 \geq 24 \ \& \ d_3 < 30) \dots$
<b>а</b>	<b>б</b>

Рис. 3.4. Формирование моделей 2 и 3 ступеней

В обоих случаях расчет ведут на смятие боковых поверхностей зубьев (шлицев). Для нормальных размеров шлицевых соединений, применяемых в станкостроении, напряжение смятия  $\sigma_{см}$  зависит от проекции рабочей поверхности зуба  $F$  (при наружном диаметре  $d_3$ , внутреннем  $(d_3 - 2 \cdot t_3)$ ), числе зубьев  $z$  и рабочей длине зубьев  $l$  длиной 1 мм и определяется по ориентировочным зависимостям [27]:

$$F \approx 0,8 \frac{D-d}{2} ; \quad \sigma_{см} = \frac{12,5 \cdot T}{z \cdot (D^2 - d^2) \cdot 1}$$

В работе предложен алгоритм формирования параметрической модели шлицевой поверхности прямобочных шлицевых соединений, имеющих наибольшее распространение в станкостроении. На рис. 3.4,б представлен фрагмент шлицевого соединения и расчетного формуляра для определения параметров: ширина шлица  $b_3$  и высота шлица  $t_3$ . Этим атрибутам присваиваются соответствующие имена и задаются необходимые числовые и функциональные соотношения. Функциональные соотношения могут быть описаны произвольными аналитическими функциями. Так, наружный диаметр  $d_3$  прямобочного шлицевого соединения средней серии определяется следующей зависимостью:

$$d_3 = 36*(d_{31} \geq 33 \& d_{31} < 37) + 42*(d_{31} \geq 37 \& d_{31} < 43) + 46*(d_{31} \geq 43 \& d_{31} < 47) + 52*(d_{31} \geq 47 \& d_{31} < 53),$$

где значение  $d_{31} = d_2 + 3,2 \cdot t$  зависит от радиуса галтели  $t$  переходной поверхности между второй и третьей ступенями.

На рис. 3.5 представлены фрагмент шлицевого соединения и окно команд, в котором фиксируется последовательность выполняемых команд и их атрибутов. Этим атрибутам присваиваются соответствующие имена и задаются необходимые числовые и функциональные соотношения. Функциональные соотношения могут быть описаны произвольными аналитическими функциями.

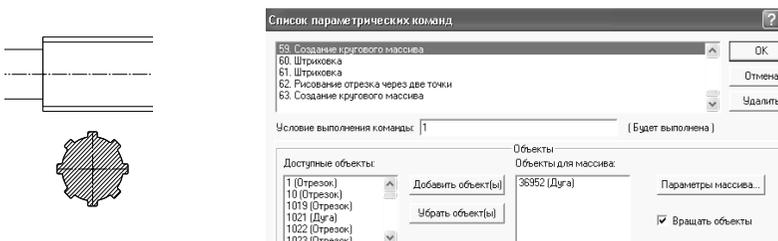


Рис. 3.5. Фрагмент параметрической модели шлицевой поверхности

В результате выполнения всех перечисленных выше аналитических и графических процедур получена параметрическая модель ступенчатого вала (рис. 3.6).

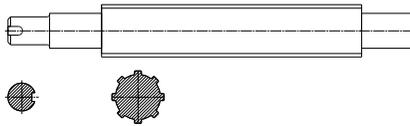


Рис. 3.6. Параметрическая модель ступенчатого вала

На базе созданной параметрической модели сконструирован входной вал коробки скоростей металлорежущего станка (рис. 3.7).

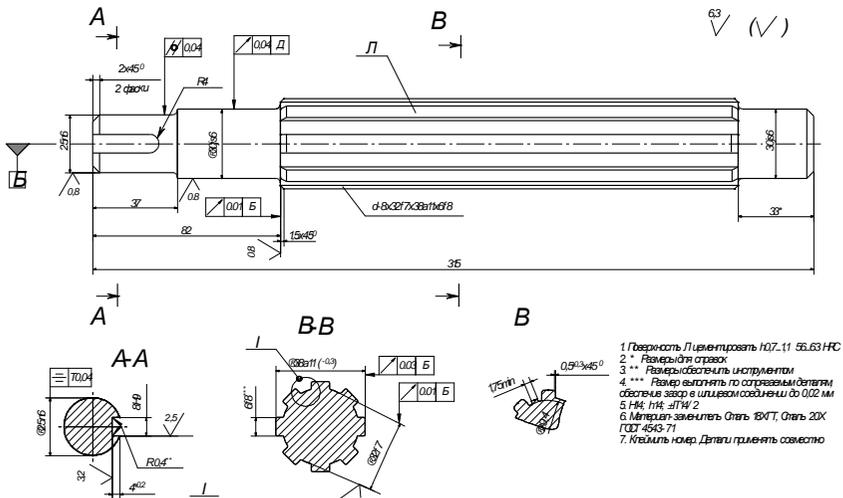


Рис. 3.7. Чертеж входного вала привода главного движения

Наличие двух параметрических моделей вала и шкива ременной передачи позволяет эффективно решать конструкторские проблемы монтажа этих деталей и их осевой фиксации. Как известно, при малых расчетных диаметрах ведомого шкива  $d_{p2} \leq 100$  мм используется монолитная конструкция шкива. Предпочтительным способом осевой фиксации при этом является

применение гаек с шлицевыми пазами. В этом случае возникает необходимость в добавлении еще одной ступени вала с резьбой (рис. 3.8).

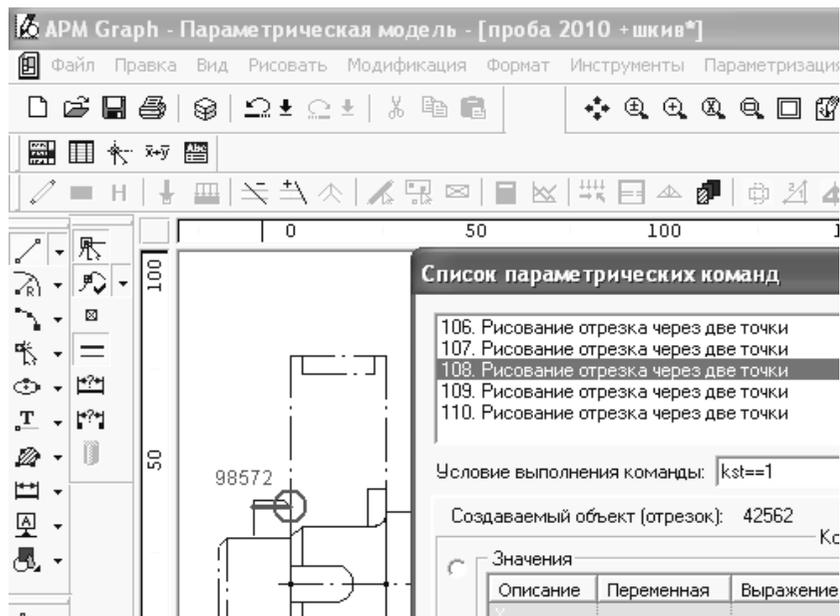


Рис. 3.8. Фрагмент параметрической модели узла «вал-монолитный шкив»

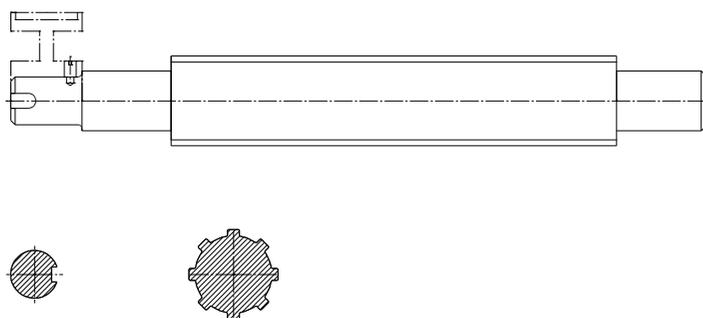


Рис. 3.9. Эскиз узла «вал-дисковый шкив» на базе параметрической модели

При больших диаметрах шкивов  $d_{p2} \leq 400$  мм используется конструкция шкива с диском. При удлиненной ступице наиболее рациональным является осевая фиксация с помощью стопорного винта. Разработанная параметрическая модель узла вала предусматривает выбор и такого варианта осевой фиксации (рис. 3.9).

### **3.3. Создание специализированных баз данных в САПР АРМ WinMachine**

Наряду с увеличением объема справочной информации общего назначения (сортаменты заготовок, материалы, нормативы, стандартные изделия) возрастают потоки специализированной информации (внутренних, информационных данных) — архивы результатов по тем или иным методикам, готовых параметрических моделей, характеристик используемого на производстве оборудования и т.п. Также очень важным моментом является качество информации, с которой ведется работа. Новая информационная концепция, реализуемая в программных продуктах НТЦ АПМ [17], направлена на организацию эффективной работы со специализированной информацией, полученной не только в среде АРМ WinMachine, но и в других средах (например, MS Word, Excel и т.д.). Одним из инструментов, ориентированных на развитие этой концепции, является новый модуль АРМ Base, входящий в состав АРМ WinMachine.

Базовый модуль АРМ Base предоставляет пользователю механизмы для реализации собственных баз данных. Использование этих механизмов позволяет значительно расширить область применения модуля АРМ Base. Например, при необходимости пользователь может самостоятельно создать собственную базу данных (БД) с параметрическими моделями того или иного оборудования и инструментов и в дальнейшем использовать ее либо для создания чертежей и другой документации, либо в качестве источника дополнительных данных, применяемых в расчетных

модулях. На основе предоставляемых баз данных также возможно создание пользовательского архива, где будут собраны наиболее часто применяемые модели и данные.

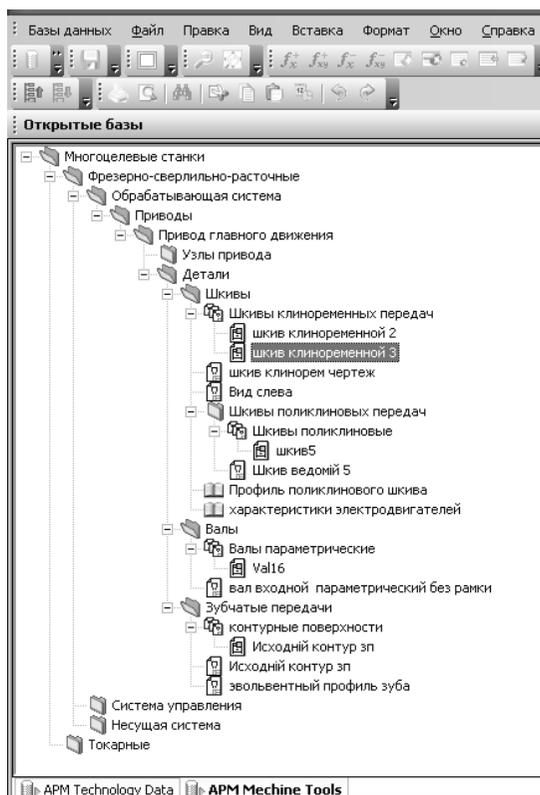


Рис. 3.10. Структура пользовательской базы данных «MachineTools»

В данной монографии рассмотрены процедуры разработки специализированной информации, характерной для процесса конструирования оборудования одного типа – многоцелевых станков фрезерно-сверлильно-расточного типа. С этой целью создана в модуле APM Base созданная собственная пользовательская база данных «Machine Tools», структура которой представлена на рис. 3.10 и которая будет использоваться для создания проектной

чертежно-графической документации и для дополнительных данных, применяемых в расчетных модулях [31].

Перемен...	Выражение	Значение	Комп
p1		6	Мои
n		1450	Час
cz		0.92	Кос
a	$1*(p1)>=2*(p1<4)+0*(p1$	0	
b	$1*(p1)>=4*(p1<10)+0*(p$	1	
c	$1*(p1>10)$	0	
d1	$90*a+125*b+200*c$	125	
al	$34*a+34*b+36*c$	34	
bm	$3.3*a+4.2*b+5.7*c$	4.2	
h	$8.7*a+10.8*b+14.3*c$	10.8	
e	$15*a+19*b+25.5*c$	19	
f	$10*a+12.5*b+17*c$	12.5	
b1	$13*a+16.6*b+22.7*c$	16.6	
v	$M\_P1*d1*n/60000$	9.4902278077	
po	$.22*a*(v>1&v<2)+.37*a$	1.92	
z	$ceil(p1/(po*cz))$	4	
k1	$1*(z>=1&z<2)+1*(z)=3&$	0	
f1	$f-b1/2$	4.2	
e1	$(e-b1)/2$	1.2	
x1	$(h+bm)*tan(rad(17))$	4.5859602219	
x2	$b1-2*x1$	7.4280795562	
x3	$2*e1+2*x1$	11.5719204438	
x23	$b1+2*e1$	19	
x4	$f1+x1+(b1+2*e1)*ceil(z,$	50.5	
b2	$b1/2-(h+bm)*tan(rad(17$	3.7140397781	
b3	$2*(h+bm)*tan(rad(17))+$	11.5719204438	
s	$.9*h$	9.72	
cd	$1.3*s$	12.636	
M	$(z-1)*e+2*f$	120	
dn	$24*(p1<=2.2)+28*(p1>=$	32	

Рис. 3.11. Сводная таблица параметрических моделей «Шкивы»

Основным преимуществом предлагаемого подхода к созданию пользовательской БД является использование в качестве объектов - параметрических моделей, полученных в параметрическом чертежно-графическом модуле APM Graph. Это дает возможность добавления целых классов данных, используя при

этом небольшой набор моделей для широкой номенклатуры проектируемых объектов. При этом эффективным средством является понятие группы моделей, при объединении которых формируется их общая сводная таблица геометрических параметров (рис. 3.11).

В работе предложен алгоритм построения параметрических моделей клиноременных и поликлиновых ремней для широкой гаммы металлорежущих станков. В рамках единой параметрической модели формируется минимальная совокупность исходных данных (рис. 3.12), применяемых при вычислении производных данных в виде выражений.

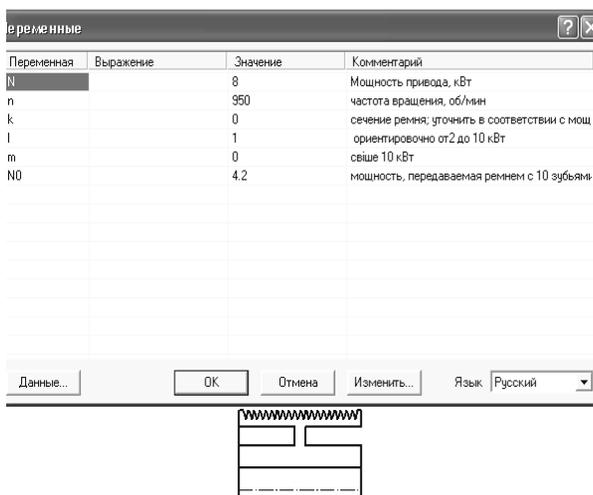


Рис. 3.12. Окно переменных в задачах проектирования шкивов

В том случае, когда при объединении нескольких параметрических моделей не совпадает синтаксис выражений, система выдает диагностическое сообщение об ошибке (рис. 3.13). В данном случае отличаются величина диапазонов изменения мощности привода при выборе сечения ремня «А».

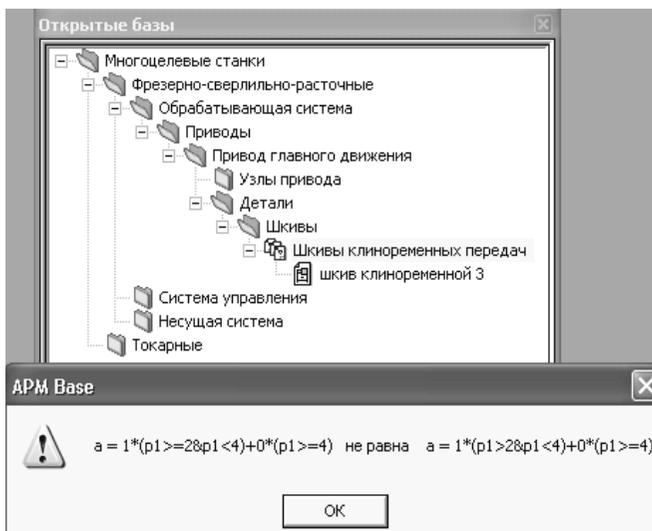


Рис. 3.13. Диагностическое сообщение об ошибке

Инструментарий APM Base позволяет создавать и хранить информацию не только о геометрических, но и о других параметрах в виде: а) таблиц числовых данных, которые могут быть использованы соответствующими расчетными программами; б) рисунков, которые могут существовать самостоятельно в структуре базы данных или входить в состав таблицы; в) текстовых файлов в формате \*.txt или \*.rtf. Этот объект базы данных предназначен для хранения текстовых пояснений и технической документации. На рис. 3.14 представлен текстовый файл в формате \*.rtf, который предназначен для выбора посадочного диаметра ступицы шкивов клиноременных и поликлиновых передач.

Эффективной оказалась интеграция двух модулей - APM Base и APM Graph. Конструктор имеет возможность выяснить, как будет выглядеть та или иная модель до ее вставки в чертеж (рис. 3.15). К тому же пользователь может проанализировать весь типоразмерный ряд и выбрать подходящий набор параметров. Такая связь с базой данных важна для всех расчетных модулей CAD/CAE/PDM APM WinMachine – это и набор информации, необходимой для

проведения расчетов, и библиотека моделей, которые в результате расчета будут отрисованы при оформлении документации. Пользователь имеет возможность доступа к этим данным и при необходимости самостоятельно расширять возможности этих модулей.

The screenshot shows a software interface with a sidebar on the left containing various tool icons and a main window displaying two tables of motor characteristics. The top table is for  $n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}$  and the bottom table is for  $n_c = 750 \text{ мин}^{-1}$ . The title of the section is 'ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ'.

$n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}$							
ØД	4А90L4	4А100S4	4А100L4	4А112М4	4А132S4	4А132М4	4А160S4
ди, мм	24	28	28	32	38	38	48
Р, кВт	2,2	3,0	4,0	5,5	7,5	11	15
S, %	5,4	5,3	5,3	5,0	3,0	2,8	2,7

$n_c = 750 \text{ мин}^{-1}$							
ØД	4А112МА8	4А112МЕ8	4А132S8	4А132М8	4А160S8	4А160М8	4А180М8
ди, мм	32	32	38	38	48	48	55
Р, кВт	2,2	3,0	4,0	5,5	7,5	11	15
S, %	6,0	6,5	4,1	4,5	2,7	2,7	2,6

Рис. 3.14. Текстовый файл базы данных «Machine Tools»

Diagram 'а' shows a dashed-line drawing of a gear profile with a dialog box titled 'Масштабный коэффициент' (Scale Factor). The dialog box contains a text field for 'Масштабный коэффициент' and a 'Масштаб' field with a numeric value of 100. Buttons for 'Ok' and 'Отмена' (Cancel) are present.

Diagram 'б' shows the same dashed-line drawing with a dialog box titled 'Точка вставки' (Insertion Point). The dialog box contains a 'Координаты' (Coordinates) section with input fields for X and Y, both set to 0. Buttons for 'Ok' and 'Отмена' are also present.

Рис. 3.15. Вставка параметрических моделей в модуль APM Graph:  
а – выбор масштаба; б – выбор точки вставки

Наряду с расширенными графическими возможностями в модуль создания и редактирования баз данных APM Base добавлена возможность расширенного поиска по базе данных, например, в названиях элементов дерева или в комментариях модели. Безопасность базы данных гарантируется возможностью выставить пароль для защиты информации и решением проблемы прав пользователя при инсталляции БД на компьютер. Решены проблемы выгрузки таблиц в XLS – формат и выгрузки APM Graph – документов (\*.agr) из базы данных в формате DXF.

### Контрольные вопросы

1. Какой критерий работоспособности является основным для валов металлорежущих станков?
  - 1.1. Статическая прочность;
  - 1.2. Жесткость;
  - 1.3. Сопротивление усталости;
  - 1.4. Виброустойчивость.
2. Что влияет на статическую прочность вала?
  - 2.1. Концентратор напряжений;
  - 2.2. Размер сечения;
  - 2.3. Материал вала;
  - 2.4. Расстояние между опорами;
  - 2.5. Величина действующих нагрузок.Указать ошибочный ответ.
3. Как повысить прочность улучшенного вала по усталости в расчетном сечении?
  - 3.1. Изменить конструкцию вала на участке расчетного сечения так, чтобы  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  увеличились;
  - 3.2. Изменить материал вала так, чтобы  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  увеличились;
  - 3.3. Увеличить диаметр вала в расчетном сечении;
  - 3.4. Заменить улучшение на закалку в зоне расчетного сечения.Указать ошибочный ответ.

4. Из двух сечений вала – I и II, работающих на изгиб ( $\sigma_u$ ) с кручением ( $\tau_k$ ), более опасным по усталости является сечение I, если:

4.1.  $\sigma_{uI} > \sigma_{uII}, \tau_{kI} > \tau_{kII}$ ;

4.2.  $\sigma_{эkv.I} > \sigma_{эkv.II}$ ;

4.3.  $M_{uI} > M_{uII}, T_I > T_{II}$ ;

4.4.  $S_I < S_{II}$ ;

4.5.  $d_I < d_{II}$ .

5. Для осевой фиксации деталей (узлов) на валу используются:

- 5.1. разрезные кольца;
- 5.2. шпонки призматические;
- 5.3. шайбы концевые;
- 5.4. гайки;
- 5.5. буртики.

Указать ошибочный ответ.

6. Расставить в таблице номера характеристик ступенчатых и гладких валов:

- 6.1. большая масса;
- 6.2. удобство осевой фиксации деталей на валу;
- 6.3. меньше концентраторов напряжений;
- 6.4. меньше токарных операций;
- 6.5. более рациональное использование металла;
- 6.6. меньше размеры подшипников.

	Номера характеристик
Ступенчатый вал	
Гладкий вал	

7. Какой участок вала целесообразно обработать с шероховатостью

$R_a = 0,25 \dots 0,4$  мкм?

- 7.1. Под подшипниками;
- 7.2. Под манжетой;

- 7.3. Под зубчатым (червячным) колесом;
  - 7.4. Под шкивом;
  - 7.5. Шлицы
  - 7.6. Шпоночную канавку;
  - 7.7. Резьбу.
8. Как изменяются пределы выносливости стали  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  с ростом размера сечения вала?
- 8.1. Не изменяются;
  - 8.2. Уменьшаются;
  - 8.3. Увеличиваются;
  - 8.4. В зависимости от марки стали значения  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  могут как увеличиваться, так и уменьшаться.

---

---

## 4. ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖУЩИХ ИНСТРУМЕНТОВ

### 4.1. 3D-моделирование инструментальных блоков

На кафедре «Машинобудування, верстати та інструменти» СНУ ім. В. Даля разработан комплекс 3D-моделирования инструментальных блоков различных типов. На рис. 4.1 представлены 3D-сборка расточного инструментального блока, 3D-модели его деталей и чертежи блока, разработанного победителем X Международного конкурса «Будущие Асы КОМПьютерного 3D-моделирования» Бурлаковым Е.И. в среде САПР КОМПАС-3D.

Как известно, расточной инструментальный блок (расточная оправка) входит в состав инструментальной оснастки станков с ЧПУ сверлильно – фрезерно - расточной групп. Инструментальные блоки собирают на базе подсистемы вспомогательного инструмента для станков сверлильно-расточной и фрезерной групп, которая позволяет применять любой требуемый инструмент. Каждый вид вспомогательного инструмента имеет до 24 типоразмеров, отличающихся длиной и размерами посадочного места под режущий инструмент. Допускаемое биение посадочного места для инструмента или регулируемой по длине оправки относительно хвостовика с конусностью 7: 24 составляет 0 005 - 0 01 мм. Вспомогательный инструмент изготавливают из стали 18ХГТ с цементацией и закалкой до твердости 53 - 57 HRC, что обеспечивает достаточную долговечность и отсутствие деформаций после термической обработки.

Инструментальная оснастка для станков с ЧПУ имеет свою специфику по конструктивному оформлению, качеству и точности изготовления. Она выпускается с жесткими требованиями по условиям взаимозаменяемости; должна быть более жесткой, массивной и виброустойчивой, чем в обычных условиях.



На рис. 4.2 представлена шпиндельная головка станка с ЧПУ модели СВМ1Ф4, оснащенная фрезерным инструментальным блоком, разработанная студентом Сухорутченко И.А в среде САПР КОМПАС 3D. При проектировании этой головки была использована программа фотореалистического изображения Artisan Rendering, интегрированная в систему КОМПАС.

Для многоцелевых станков сверлильно-фрезерно-расточной групп применяют подсистему вспомогательного инструмента (оправки, втулки) с коническим хвостовиком с конусом  $40^{\circ}$ ,  $45^{\circ}$  или  $50^{\circ}$  и V-образной канавкой на фланце оправки. При автоматической смене инструмента используют подсистему вспомогательного инструмента с несамотормозящимся конусом 7:24 с возможностью регулирования вылета инструмента. Для уменьшения величины биения фрезерной оправки опорные торцы фрез должны быть строго параллельны друг другу и перпендикулярны оси фрезы. Отклонение опорных торцевых поверхностей от перпендикулярности оси фрезы не должно превышать 0,04 мм у фрез диаметром  $D = 90$  мм и 0,05 мм - диаметром  $D$  свыше 90 мм. Вращение фрезам, закрепленным на оправке, передается продольной или торцевой шпонками.

На рис. 4.3 представлена 3D-модель фрезерной оправки с торцевой фрезой.

В вертикальном фрезерно-сверлильном станке с шестишпиндельной револьверной головкой модели СФ16МФЗ используются различные инструментальные блоки. Студент Журавлев В.В. разработал 3D-модель шестишпиндельной револьверной головки (рис. 4.4) и 3D-модели инструментальной оснастки этого станка (рис. 4.5).

Инструментальная оснастка используемая в многошпиндельных револьверных головках оснащается режущими инструментами с коническими хвостовиками, которые закрепляют обычно в переходных регулируемых втулках-удлинителях. Хвостовик удлинителя, входящий в шпиндель револьверной головки, имеет шпонку для передачи крутящего момента и лыску под крепежные винты. Для регулирования вылета удлинитель снабжают резьбой и упорной гайкой со стопорным винтом.

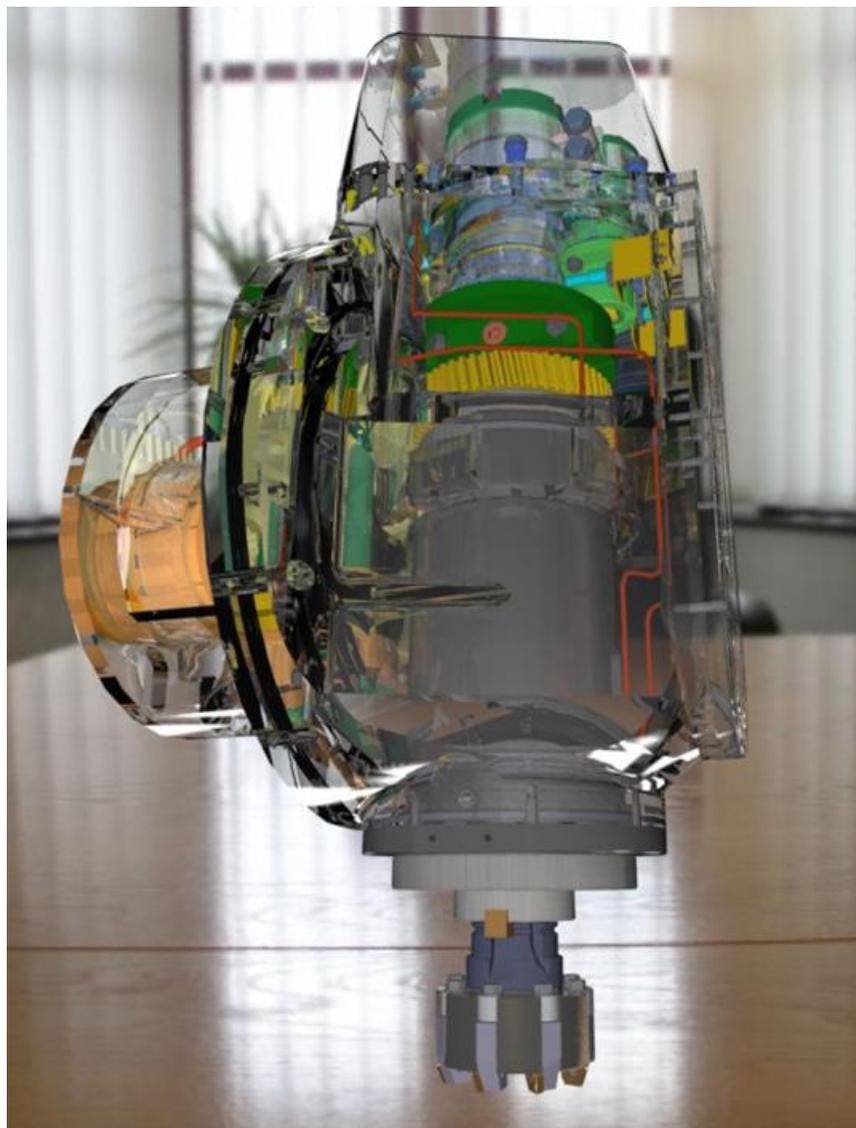
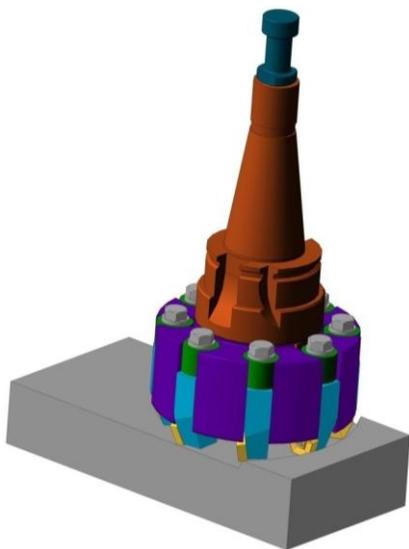


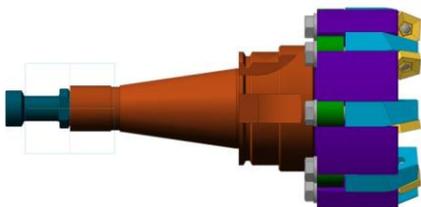
Рис. 4.2. Шпиндельная головка с фрезерным инструментальным блоком



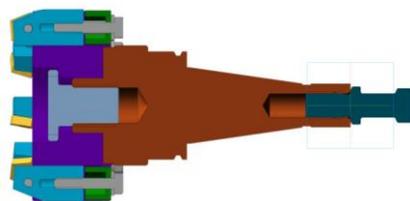
а



б



в



г

Рис. 4.3. Фрезерный инструментальный блок:  
а – упрощенная схема резания; б – торцевая фреза;  
в, г – сечения инструментального блока

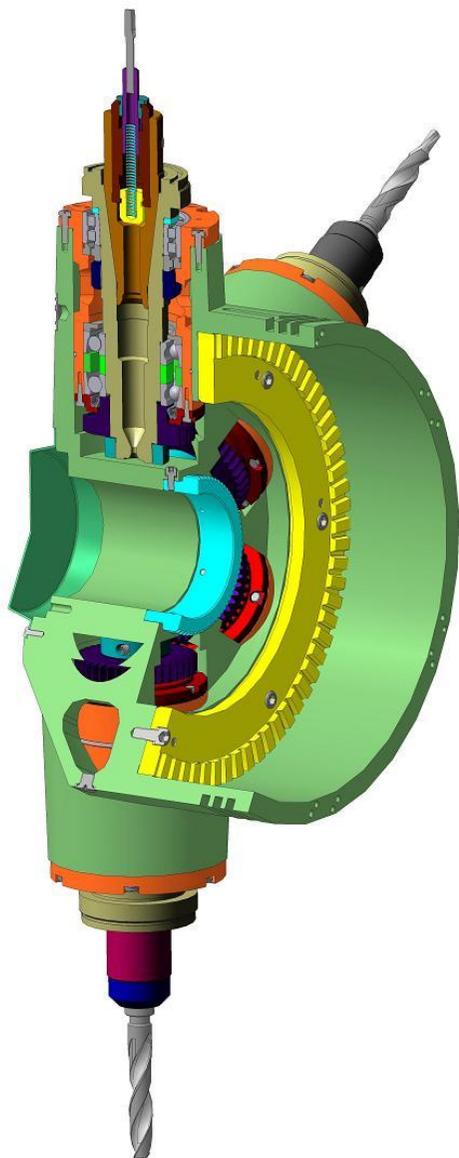


Рис. 4.4. 3D-модель шестишпindleльной револьверной головки

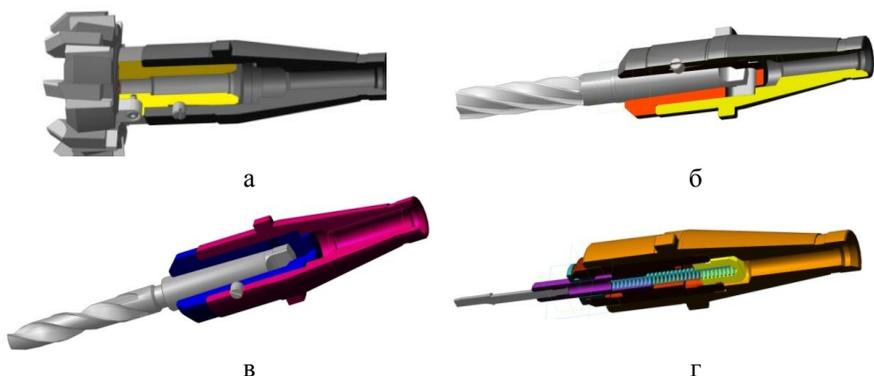
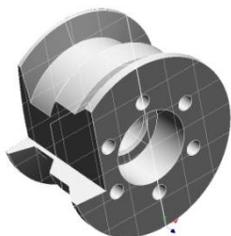


Рис. 4.5. Инструментальная оснастка: а – фрезерная оправка; б – оправка с разверткой; в – сверлильная оправка; г – оправка для резьбонарезания

## 4.2. Построение параметрических моделей фасонных резцов



Фасонные призматические и круглые резцы нашли широкое применение в массовом и крупносерийном производстве для обработки сложного профиля деталей тел вращения или призматических деталей. Повсеместное использование связано с рядом преимуществ фасонных резцов, в том числе высокой производительностью (значительно уменьшается машинное и вспомогательное время); высокой точностью формы и размеров обрабатываемой детали; простотой эксплуатации (переточка осуществляется только по передней поверхности).

При разработке конструкций режущих инструментов, состоящих из рабочей, присоединительной и направляющей частей, используются два принципиально разных подхода:

1. Аналоговое проектирование, когда используются достаточно хорошо отработанные и широко известные конструкции,

с последующей доработкой их для конкретных условий использования.

2. Компиляционное проектирование – синтезирование инструментов из общих для них элементов, обладающих наилучшими свойствами.

Второй подход с использованием высокоэффективных элементов позволяет создать конструкции, обладающие более высокими свойствами, чем известные аналоги. Вместе с тем недостатками этого метода является повышенная сложность и трудоемкость проектирования, необходимость выполнения всех требуемых расчетов и доработка конструкции в процессе производственных испытаний.

Создание оптимальной конструкции инструмента возможно при использовании прогрессивных решений, передовых методов расчета и проектирования. При этом в любой даже самой оригинальной конструкции целесообразно использовать унифицированные элементы, что не только ускоряет разработку, но и повышает надежность инструмента.

Анализ и сравнение формул для расчета профилей различных типов фасонных резцов показал, что формулы иногда совпадают, а в других случаях имеют много общего. Так, формулы для расчета высот профиля наружных призматических и круглых фасонных резцов по передней грани одинаковы. Поэтому появляется возможность разработать единые расчетные формуляры для фасонных резцов, которые лягут в основу разрабатываемых параметрических моделей. В большинстве случаев при расчете профилей фасонных инструментов обычно ограничиваются нахождением координат крайних и узловых точек профиля, которые определяют размеры угловых и дуговых величин резца. К узловым точкам относят такие точки, в которых один элементарный участок профиля детали переходит в другой. Кроме того, к характерным точкам относят среднюю точку на коническом участке и три точки для криволинейного участка, выбираемые на равном расстоянии друг от друга.

В простейших случаях расчет параметров прямолинейных участков и радиусов дуговых участков профиля не встречает затруднений. Однако при наличии на деталях различных сочетаний прямых и сопряженных дуг окружностей расчет этих величин на резце затруднен. В том случае, когда профиль детали является точным, например, точные сферические или конические поверхности, обрабатываемые фасонными инструментами, профиль последних задается координатами точек, которые рассчитываются по формулам для узловых точек профиля. При профилировании резца находят радиусы сопряженных точек его профиля, которые обрабатывают соответствующие точки на профиле детали.

Расчет призматических и круглых фасонных резцов включает два этапа:

1. Определение габаритных размеров и геометрии рабочих поверхностей резцов. Габаритные размеры фасонных резцов выбираются из таблиц, в зависимости от глубины профиля изделия  $t_{\max}$  (рис. 4.6).

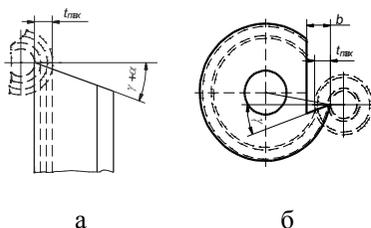


Рис. 4.6. Глубина профиля обрабатываемой детали

Необходимо отметить, что круглые фасонные резцы (рис. 4.6,а), как менее жесткие по способу крепления, применяются для обработки изделий с меньшими глубинами профиля, чем призматические резцы (рис. 4.6,б).

2. Расчет высот профиля резца в плоскости передней грани (рис. 3.2, верхние схемы). Как известно, профиль фасонного резца

(при значениях переднего  $\gamma$  и заднего  $\alpha$  углов, не равных нулю) не совпадает с профилем исходной заготовки, что приводит к необходимости корректировки профиля инструмента. При этом глубина профиля резца  $C_1, C_2, \dots$  будет всегда меньше глубины профиля детали. Размеры профиля детали, измеряемые вдоль ее оси, в точности равны размерам профиля резца, измеряемого в том же направлении, только когда ось резца параллельна оси детали.

Для обеспечения необходимой высоты и формы профиля производят соответствующие коррекционные расчеты профиля инструмента.

Целью коррекционных расчетов для призматического резца является вычисление расстояния от прямолинейной образующей первой узловой точки до параллельных ей прямолинейных образующих задней поверхности резца, проведенных через узловые точки 2, 3, ..., т.е. определение размеров  $P_1, P_2, \dots$  для призматического резца и нахождения радиальных размеров, соответствующих узловым точкам круглого фасонного резца (рис. 4.7).

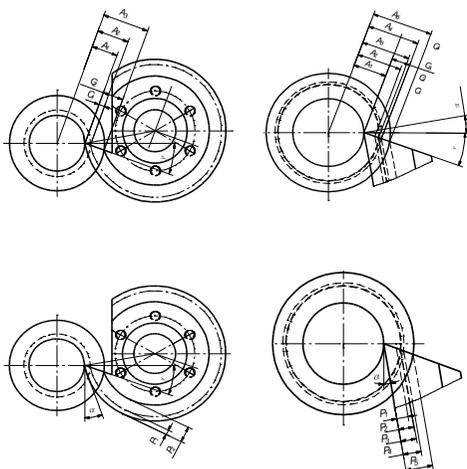


Рис. 4.7. Схемы фасонного точения

Алгоритм расчета профиля призматического фасонного резца представлен на рис. 4.8, а его основные параметры - на рис. 4.9.

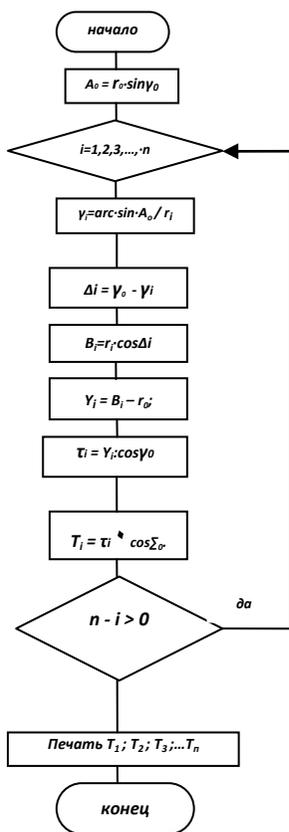
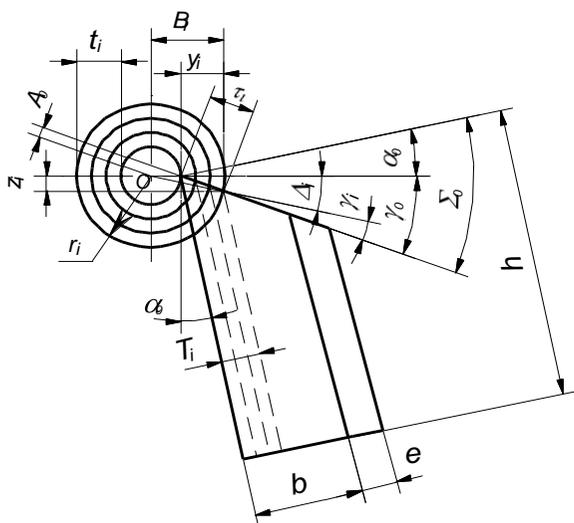


Рис. 4.8. Блок-схема расчета профиля призматического фасонного резца

Следует отметить, что при классе точности осевых и радиальных размеров в пределах 4...8 классов точность размеров резца должна быть не ниже 2...3 классов. В свою очередь размеры шаблона и контршаблона принимаются на 1...2 класса точности выше, чем точность размеров его профиля.



Зазорка

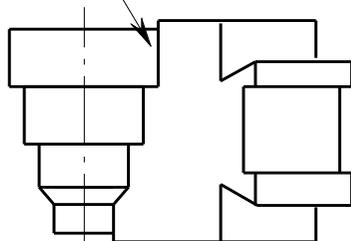


Рис. 4.9. Схема образования глубины профиля резца

При проектировании фасонных резцов используются ряд алгоритмов и программ [33], автоматизирующих процесс разработки новых конструкций. Вместе с тем успешное внедрение любой системы автоматизированного проектирования связано в первую очередь с приростом производительности. Именно желание создать механизм, позволяющий уменьшить время разработки новой или модификации уже существующей конструкции, привело к появлению в современных САПР механизма параметризации.

Механизмы параметризации позволяют значительно сократить объем расчетных процедур. При точном графическом изображении инструмента и детали в схеме резания коррекционный расчет глубины профиля  $T_i$  реализуется графическим путем. При этом точность определения размеров задается в соответствующем диалогом окне задания размеров.

Для реализации процедуры параметрического моделирования используем вычислительные ресурсы САПР АРМ WinMachine. В среде чертежно-графического редактора АРМ Graph сформируем набор параметрических моделей, обеспечивающих процесс конструирования фасонных резцов.

Последовательность создания параметрической модели фасонного резца включает следующие процедуры:

1) Анализ исходных данных и разделение их на исходные и производные. К числу исходных данных относятся диаметральные размеры заготовки и геометрические параметры фасонного резца (передний и задний углы). К производным можно отнести размер основания резца, установленного под наклоном к заготовке.

2) Ввод входных данных в диалоговое окно «Переменные». Для исходных данных задается только значение, а для производных данных также и выражение, являющееся функцией исходных и уже объявленных производных данных.

3) Графическое задание последовательности команд в окне «Команды», обеспечивающих построение модели фасонного резца, его фрагмента. В списке параметрических команд указываются их параметры, заданные в п. 2, или вспомогательные переменные, созданные в процессе построения модели.

4) Анализ соответствия сформированной таким образом модели с требуемой и при необходимости - исправление параметров модели, или изменение способа построения всей модели или ее части.

5) Анализ правильности построения построенной модели при различных значениях исходных данных.

В диалоговом окне «Переменные» вводятся следующие исходные данные (рис. 3.10,а) для призматического фасонного резца:

- радиальные размеры заготовки -  $r_i$ ;
- геометрические параметры рабочей части - передний угол  $\gamma$  (g) и задний угол  $\alpha$  (a).
- габаритные размеры резца – b, e, h.

В качестве производных данных рассматривается длина передней поверхности резца n, аналитическое выражение которого приведено в окне переменных (рис. 4.10,а).

Для круглого фасонного резца в окне параметров вводятся (рис. 4.10,б):

- радиальные размеры заготовки -  $r_i$ ;
- геометрические параметры рабочей части - передний угол  $\gamma$  (g) и задний угол  $\alpha$  (a);

В качестве производных данных рассматриваются длина передней поверхности резца n, аналитическое выражение которого приведено в окне переменных (рис. 4.10,а):

- линейные размеры резца - зазор по передней грани k, максимальный радиальный размер по передней грани  $b_{\max}$  и др.;
- радиальные размеры резца – наружный радиус резца  $R$ , радиус, координирующий положение крепежных отверстий  $R_1$ , радиус крепежного отверстия  $R_2$  и другие размеры. Приведены аналитические выражения составлены с учетом синтаксиса САПР АРМ WinMachine. Так, радиус крепежного отверстия  $R_2$  определяется как функция от глубины резания  $t$  следующим образом:

$$R_2 := 2.5*(t \geq 6 \& t < 11) + 3*(t = 11 \& t \leq 14) + 4*(t > 14 \& t \leq 25).$$

Графическая процедура построения схемы фасонного точения происходит с помощью алгоритма, предложенного в рамках АРМ WinMachine и включающего следующую последовательность действий:

- 1) задание начальной точки модели. В качестве начальной точки при создании модели фасонного инструмента желательно

использовать точку с координатами  $\{0; 0\}$ . При таком выборе выражения, описывающие те или иные параметры объектов, получаются более компактными;

Переменные		
Переменная	Выражение	Значение
r1		30
r2		28
r3		26
r4		20
a		12
g		20
h		90
b		25
e		10
n	$(b+e)/\cos(\text{ad}(g+a))$	41.2712441177

а

Переменные		
Переменная	Выражение	Значение
r2		20
a		10
g		5
t	$r2+0$	8
k	$3^*(t-6)&t(<=8)+4^*(t-8)&t(<=14)$	3
bmax	$t+k$	11
R	$25^*(t<=6)+30^*(t>6)&t(<=8)+37$	30
x1	$R^*\sin(\text{rad}(a))+bmax*\tan(\text{ad}($	6.1718206288
l1	$R^*\cos(\text{rad}(a))$	23.5442325904
l2	$l1-bmax$	18.5442325904
x3	$\text{sqrt}(R^2-42^{**2})$	23.5820151309
x	$x1*x3$	23.7538357897
R1	$14^*(t<=6)+17^*(t>6)&t(<=8)+21$	17
R2	$2.5^*(t-6)&t(<=11)+3^*(t>=11)&t$	2.5
R3	$8.5^*(t<=6)+9^*(t>6)&t(<=8)+11^*$	8

б

Рис. 4.10. Исходные данные в окнах переменных

2) параметризация команды в окне команд. Целесообразно параметризовать каждую команду сразу же после ее выполнения, т.е. поставить в соответствие ее параметрам выражение, состоящее из переменных. При этом появляется возможность визуально убедиться в том, что объект создан корректно, поскольку если при его создании была допущена ошибка, то это сразу же станет заметно. Если же создать сразу несколько объектов, а потом приступить к процедуре их параметризации, то найти ошибку будет значительно сложнее, что связано с необходимостью отслеживать все выполненные шаги. Исключением является графическая процедура последовательного построения цепочки отрезков, у которых начало следующего отрезка совпадает с концом предыдущего. В этом случае дополнительную привязку к контрольным точкам введенного отрезка выполнять не нужно;

3) проверка корректности работы построенной модели. Проверка осуществляется в окне переменных путем изменения всех переменных (в разумных пределах), фиксируя при этом, как созданная параметрическая модель обрабатывает эти изменения. В

случае обнаружения ошибки в процессе построения модели ее легко заметить и исправить, вернувшись к списку параметрических команд. Следует отметить, что все команды, задействованные в построении модели, документируются, следовательно, при ошибочном создании объекта, а затем его удалении, все относящиеся к этому процессу команды тем не менее войдут в список команд. Таким образом, модель в этом случае получится явно не оптимальной;

4) задание базовой точки модели. Положение базовой точки определяет удобство последующего встраивания созданной параметрической модели в чертеж. Если положение базовой точки не задавать, то по умолчанию ее координаты совпадают с координатами начальной точки  $\{0; 0\}$ , что не всегда удобно. Положение базовой точки задается значением ее координат (рис. 4.11), в том числе и аналитическим выражением, или положением какой - либо контрольной точки модели (переключатель устанавливается в положение *Присоединить к точке*).

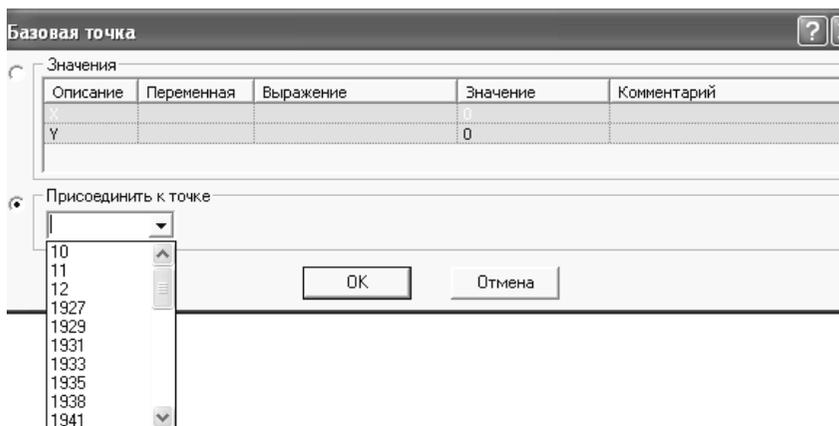


Рис. 4.11. Диалоговое окно задания базовой точки

В результате выполнения вышеперечисленных действий создается параметрическая модель проектируемого объекта, после чего она может быть встроена в чертеж с помощью функции *Вставка блока*.

Рассмотрим графическую процедуру построения параметрической модели круглого фасонного резца. На рис. 4.12 показана операция построения наружного диаметра резца, а следовательно, и радиуса наиболее выступающей точки. Такая операция формируется командой *Рисование дуги по начальной, центральной и конечной точкам*. При этом имеется возможность задания координат точек с помощью поля ввода *Значения* (в том числе в виде аналитического выражения) или с помощью опции *Присоединить к контрольной точке* (как это и показано на рис. 4.11). В командном окне предоставляется возможность изменять атрибуты слоя изображения и типа линии. Преимуществом чертежно-графического редактора APM Graph является использование *Менеджера типа линий* для ускорения процедуры изменения типов линий.

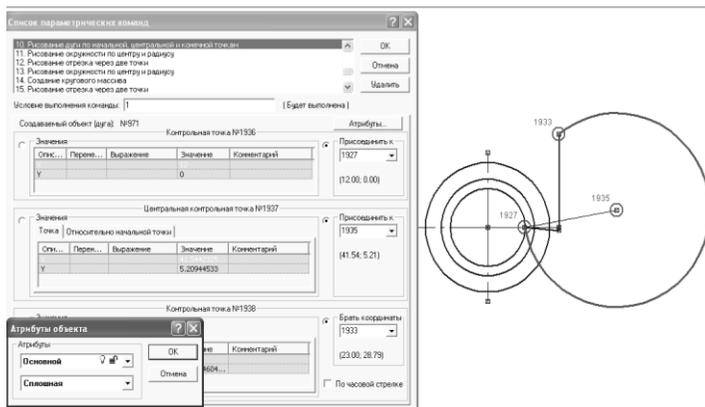


Рис. 4.12. Графическая процедура построения наружного диаметра резца

Аналогичным путем строится круговой массив крепежных отверстий. При этом центральная точка массива задается путем присоединения к соответствующей контрольной точке – центр фасонного резца. В окне команд рис. 4.13 имеется возможность задания характеристик массива – числа объектов (6 крепежных отверстий) и углового параметра массива (угол между отверстиями).

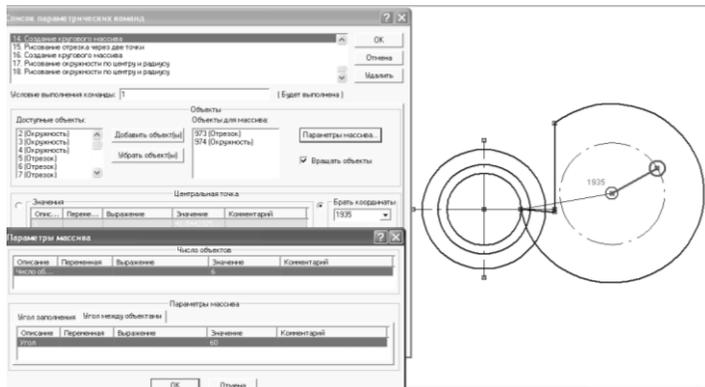


Рис. 4.13. Графическая процедура построения кругового массива

Аналогичным путем строится параметрическая модель призматического фасонного резца. На рис. 4.14 показана графическая процедура *Рисование отрезка параллельно существующему*, которая формирует проекцию крепежной части резца.

Призматические фасонные резцы закрепляются силами трения между поверхностями хвостовой части резца, выполненного в виде ласточкиного хвоста, и зажимной части державки. При этом силы трения создаются затяжными болтами при деформации разрезной части державки или перемещения прижимной планки. Конструктивно размеры крепежной части принимают в зависимости от глубины профиля детали. На рис. 4.15 показана графическая процедура формирования крепежной части призматического

фасонного резца в виде ласточкиного хвоста. Правильность исполнения размеров проверяется контрольными роликами.

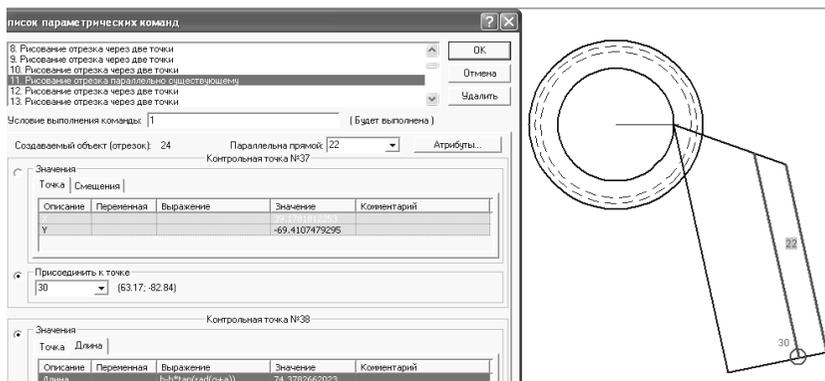


Рис. 4.14. Графическая процедура построения отрезка

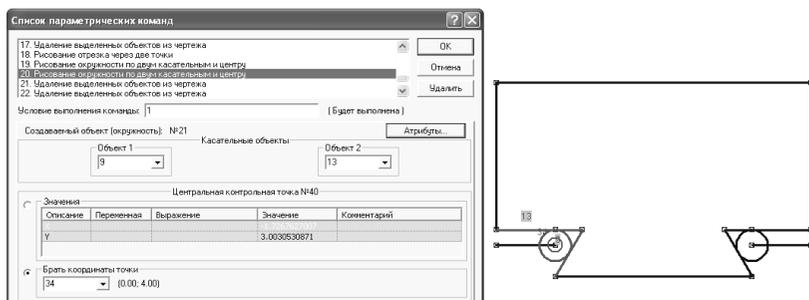


Рис. 4.15. Графическая процедура рисования окружности по двум касательным и центру

В качестве примера приведем чертеж и профиль призматического резца, полученный на основе параметрической модели (рис. 4.16).

Умелое и грамотное использование технологии параметрического моделирования позволит существенно сократить время, затрачиваемое на разработку, профилирование и редактирование моделей сложнорежущего фасонного инструмента.

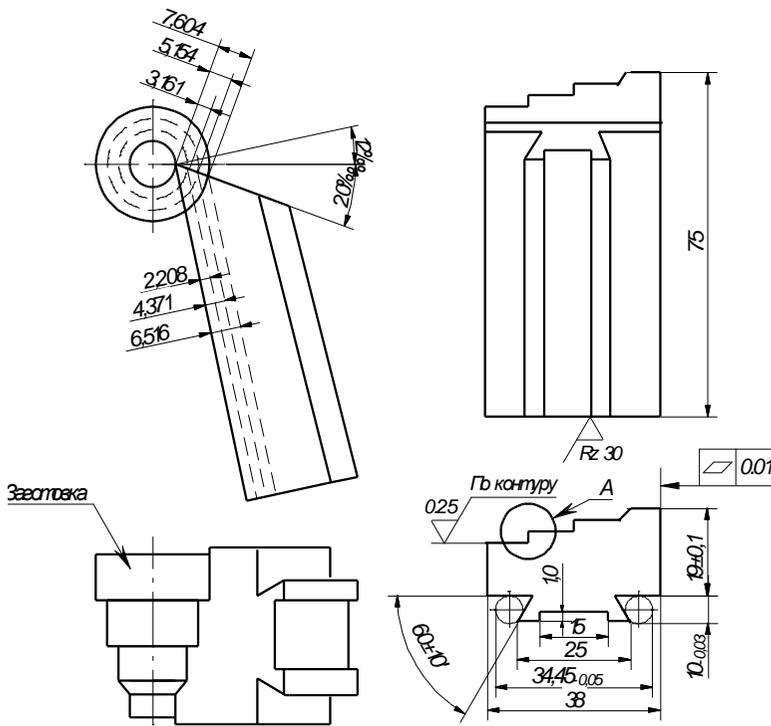


Рис. 4.16. Фрагмент чертежа призматического фасонного резца

### 4.3. Построение параметрических моделей зуборезных фрез

Фреза представляет собой тело вращения, на образующей или торцевой поверхности которой (или на обеих сразу) имеются зубья. При вращении и одновременной подаче зубья один за другим вступают в работу и снимают стружку.

По конструкции зубьев различают фрезы с остроконечными (острозаточенными зубьями) и с затылованными зубьями. По профилю зубьев различают: а) фрезы резьбонарезные; б) фрезы

зуборезные дисковые и пальцевые; в) фрезы зубонарезные червячные; фрезы для канавок инструментов.

Фрезы с затылованными зубьями получили широкое распространение в машиностроении и применяются в основном для деталей с фасонным профилем. Фрезы затылованные делятся на две группы – с нешлифованным и шлифованным профилями.

Основное преимущество затылованной фрезы состоит в том, что она дает неизменный и идентичный профиль в процессе формообразования (с учетом переточек). В качестве кривой затылования на практике применяется в основном архимедова спираль, что обусловлено простотой изготовления кулачков для затылования.

Большинство зуборезных фрез поставляются со шлифованным профилем, а следовательно, и число зубьев у этих фрез меньше, чем у фрез с нешлифованным профилем. При этом возникает опасность задевания шлифовальным кругом соседнего зуба. В этом случае шлифование производят не на всю ширину зуба, а значит, зуб получает ступенчатую форму (утолщение в задней части зуба – седловина). Для устранения увеличенной по высоте и по сторонам части зуба применяют дополнительное затылование (двойное затылование) резцом с увеличенным параметром спада кулачка.

#### ***4.3.1. Дисковые зуборезные модульные фрезы***



*Дисковые зуборезные модульные фрезы* относятся к инструментам специального назначения. По конструкции и способам проектирования аналогичны фасонным фрезам с зубьями, затылованными в радиальном направлении, с прямыми или подфрезерованными по бокам стружечными канавками. Дисковые зуборезные фрезы применяют в основном в единичном или индивидуальном производстве для чернового и чистового нарезания прямозубых цилиндрических

колес, черногого нарезания зубьев косозубых колес, черногого, а иногда и чистового нарезания конических колес, зубчатых реек, шлицевых валов методом копирования на универсально-фрезерных станках с использованием делительной головки.

Так как дисковая зуборезная модульная фреза имеет нулевой передний угол и при нарезании цилиндрического прямозубого колеса работает методом копирования, то профилирование ее режущих кромок сводится к определению формы впадин зубьев обрабатываемого изделия.

Согласно ГОСТ 10996-64 профиль зуба фрезы состоит из эвольвентного, неэвольвентного участков и прямой (рис. 4.17). Профиль типа I предназначен для фрез №1-5 ( $z \leq 34$ ;  $r_b > r_f$ ) и образуется эвольвентным участком  $CDE$ , прямолинейным участком  $CB$  и дугой окружности  $AB$  радиусом  $R$ . Профиль типа II предназначен для фрез № 6-8 ( $z > 34$ ;  $r_b < r_f$ ) и состоит из эвольвенты  $BDE$  и отрезка прямой линии  $OA$  сопряженных по дуге окружности  $AB$ .

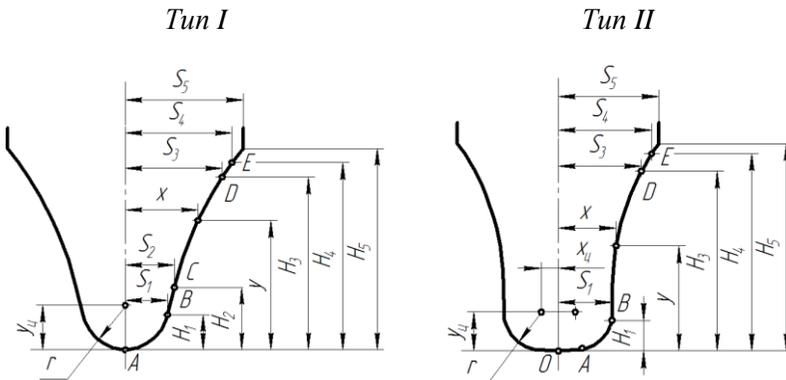


Рис. 4.17. Построение профиля дисковых зуборезных модульных фрез

ВНИИ предложил специальные таблицы значений координат  $x$  ( $S$ ) и  $y$  ( $H$ ) для любой точки профиля фрезы, отсчитываемых от дна впадины зуба, координат  $x_{ц}$  – центров закруглений во впадине зуба, величин радиусов закруглений  $r$ , а также точек  $B$ ,  $C$ ,  $B$ ,  $E$  профилей (рис. 4.17). При этом координаты  $S_3$ ,  $H_3$  – задают

положение точки D эвольвенты, лежащей на окружности выступов;  $S_4, H_4$  - задают положение последней точки эвольвенты и перехода к габаритам фрезы по ширине  $B$ .

Расчет координат точек профиля фрезы (рис. 4.18) производится либо табличным способом, либо с использованием расчетного формуляра, представленного в табл. 4.1. Возможности современных интегрированных САПР предопределяет целесообразность перевода информации из табулированного вида в аналитические выражения (расчетный формуляр), что обеспечивает более высокую точность расчетов при резком сокращении необходимого на это времени.

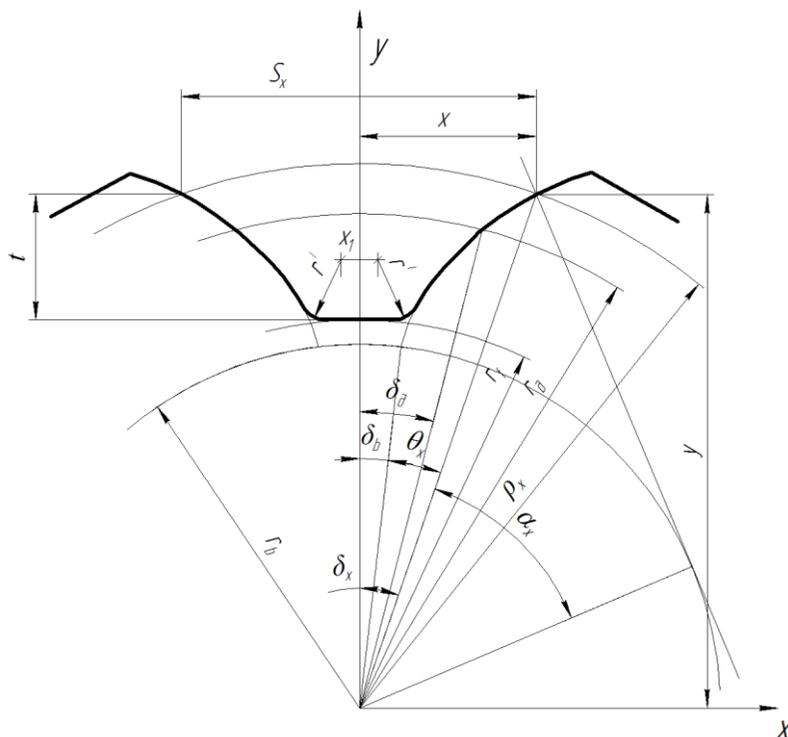


Рис. 4.18. Расчетная схема эвольвентного профиля дисковой модульной фрезы

Таблица 4.1

**Зависимости для расчета профиля дисковой модульной фрезы**

№ формул	Обозначение	Формула
1	$\partial_0$	$\delta_D = \frac{\pi}{2z} - \frac{2\xi \cdot \operatorname{tg}\alpha}{z} + \frac{\Delta S}{mz}$
2	$\partial_b$	$\partial_b = \partial_0 - \operatorname{inv}b$
3	$\alpha_x$	$\cos \bar{\alpha}_x = \frac{r_b}{c_x}$
4	$\delta_x$	$\delta_x = \partial_b + \operatorname{inv}\alpha_x = \partial_b + \theta_x$
5	$x$	$x = \rho_x \sin \delta_x$
6	$y$	$y = \rho_x \cos \delta_x$
7	$S$	$S = 2x$
8	$t$	$t = y - r_f$

Еще более эффективным средством повышение производительности труда конструктора является использование аппарата параметрического моделирования в практике исследования и проектирования зуборезного инструмента. Для широкой гаммы режущих инструментов построена параметрическая модель эвольвентного профиля (рис. 4.19, рис. 4.20) с использованием аналитических соотношения (табл. 4.1).

В окне переменных в качестве исходных данных вводятся значения: модуля  $m$  и числа зубьев нарезаемого зубчатого колеса  $z$ ; коэффициента смещения  $x$  (делительной прямой инструментальной рейки относительно делительной окружности зубчатого колеса);

угол давления  $\alpha$ , величина утонения зуба  $\Delta s$  для обеспечения боковых зазоров в передаче:  $c^*$  – коэффициент радиального зазора;  $h_a^*$  – коэффициент высоты головки (ГОСТ 13775-81);  $p_0$  – число точек эвольвентного профиля.

Переменная	Выражение	Значение	Комментарий
m		5	модуль
z		21	число зубьев зубчатого колеса
x1		0,5	коэффициент смещения (коррекции)
ad		20	угол давления (зацепления)
ds		0,15	утонение зуба
c		0,25	коэффициент радиального зазора
ha		1	коэффициент высоты ножки
p0		10	число точек рассчитываемого профиля
delta_d	$M_{PI}/(2z-2)x1 \tan(\text{rad}ad)$	0,0588964806	половина угловой ширины по делительной с
ro0	$m^2/2 \cos(\text{rad}ad)$	49,3338625913	радиус основной окружности
invad	$\tan(\text{rad}ad)/\text{rad}ad$	0,0149043839	инволюта угла давления
delta0	$(\text{delta}ad \cdot \text{inv}ad) \cdot 180/M_{PI}$	2,5209614745	половина угловой ширины по основной окр.
da	$m^2 \cdot 2 \cdot (ha + x1) \cdot \text{m}$	120	диаметр выступов
df	$m^2 \cdot 2 \cdot (ha - x1) \cdot \text{m}$	97,5	диаметр впадин
oa	$da/2 \cdot 2 \cdot \text{m}$	61	полярный радиус конечной точки эвольвент

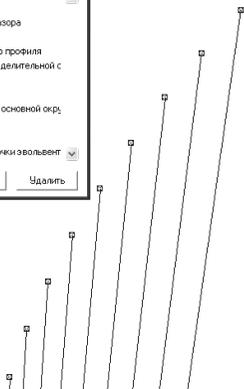


Рис. 4.19. Окно переменных в задаче построения эвольвенты

Список параметров рисунка команд

11. Рисование отрезка через две точки  
 12. Рисование отрезка через две точки  
 13. Рисование отрезка через две точки  
 14. Рисование отрезка через две точки  
 15. Рисование дуги по двум точкам и радиусу

Исходное выполнение команды: T (Будет выполнено)

Создаваемый объект (отрезок): 13 Контрольная точка N:25 Атрибуты...

Значения	Описание	Переменная	Выражение	Значение	Комментарий
Y				0	

Присоединять к точке: T (0,00; 0,00)

Контрольная точка N:26

Значения	Точка	Диана и угол	Смещение	Описание	Переменная	Выражение	Значение	Комментарий
Uгол				Угол		$90 \cdot (\text{delta}ad + \text{inv}ad)$	91,8379641519	

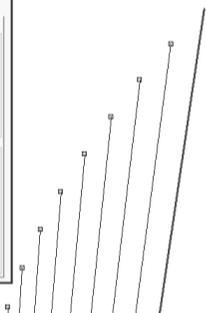


Рис. 4.20. Окно команд в задаче построения эвольвенты

Число  $p_0$  точек рассчитываемого профиля берутся в пределах  $p_0 = 8 \dots 25$  в зависимости от требуемой точности профиля.

Разность  $\Delta p$  соседних радиусов векторов является производной величиной и определяется по формуле

$$\Delta p = \frac{R_a - R_f}{r_b - 1},$$

где  $R_a$ ,  $R_f$  – радиусы наружной окружности шестерни и окружности впадин;

$r_b$  – радиус основной окружности.

К производным данным, представленным в окне переменных, относятся:

- половина угловой ширины впадины зуба по делительной окружности  $\delta_d$ ;
- полярный угол, координирующий положение произвольной  $x$  точки эвольвенты  $\theta_x$ ;
- угол давления в произвольной точке  $\alpha_x$  и другие.

Для вычисления производных данных используется расчетный формуляр из табл. 4.1.

Алгоритм построения параметрической модели аналогичен тому, который был рассмотрен при моделировании фасонных резцов. В окне команд (рис. 4.20) применяется синтаксис САПР APM WinMachine.

При профилировании инструментов, работающих по методу копирования, наряду с эвольвентной частью необходимо исследовать профиль нерабочей и неэвольвентной части фрезы, которые, в свою очередь, зависят от числа зубьев нарезаемого колеса  $z_1$ , а также и числа зубьев парного колеса  $z_2$ .

Известен способ нахождения точки  $K$  на эвольвентном участке профиля зуба, которая является границей активной части профиля зуба, фактически участвующей в зацеплении. Положение точки  $K$  задается радиусом  $R_k$ . При дальнейшем вращении колеса выйдут из взаимного соприкосновения.

При больших числах зубьев радиус основной окружности колеса  $r_b$  будет меньше радиуса впадин  $R_f$  (рис. 4.21) и профиль зуба колеса АВ от окружности выступов до окружности впадин является эвольвентным.

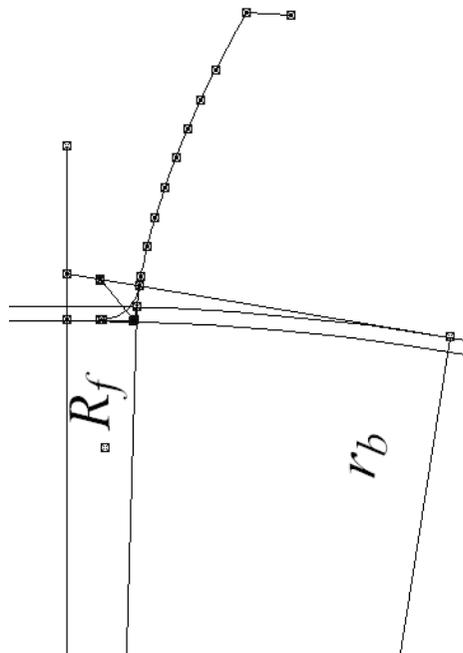


Рис. 4.21. Профиль зуба при соотношении  $r_b > R_f$

Рассмотрим вариант, когда радиус основной окружности  $r_b$  или равен радиусу окружности впадин  $R_f$ , или превосходит его на небольшую величину (рис. 4.22). При этом радиус  $r_b$  остается меньше радиуса  $R_k$  нижней точки активной части профиля колеса.

В этом случае профиль зуба колеса будет эвольвентным только на протяжении АС - от окружности выступов до основной окружности. Участок СВ, ограниченный окружностью впадин с радиусом  $R_f$ , будет неэвольвентным.

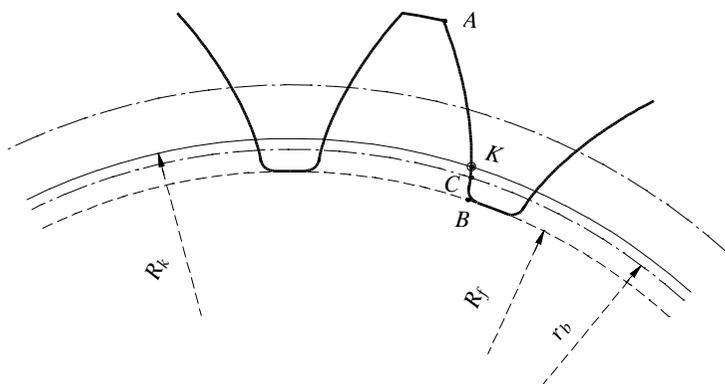


Рис. 4.22. Схема положения основной окружности относительно активной части профиля

При расчете радиуса  $R_k$  предполагается, что нарезаемое колесо  $z_1$  может зацепляться с колесом  $z_2$ , число зубьев которого неизвестно и может равняться бесконечности, что соответствует процедуре расчета дисковых зуборезных фрез. В этом случае положение точки  $K$  (рис.4.21) определяется по формуле

$$R_k = \sqrt{r_b^2 - m^2 + m \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha_o}.$$

Эта аналитическая зависимость используется в окне переменных процедуры параметризации при задании производных параметров границы активной эвольвентной части (рис. 4.19).

Профилирование нерабочей части профиля осуществляется следующим образом [35]. На построенной с помощью расчетного формуляра (табл. 4.1) эвольвенте на участке  $ab$  определяется положение нижней точки активной части профиля  $K$  посредством радиуса  $R_k$  (рис. 4.22).

К точке  $K$  пристраивается участок удлинённой эпициклоиды (при зацеплении двух зубчатых колес) или удлинённой эвольвенты (при качении колеса по рейке). Построение этих кривых можно производить графически в увеличенном масштабе (рис. 4.23).

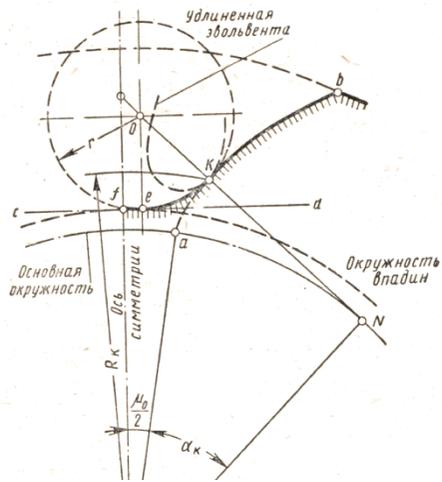


Рис. 4.22. Схема построения нерабочей части профиля

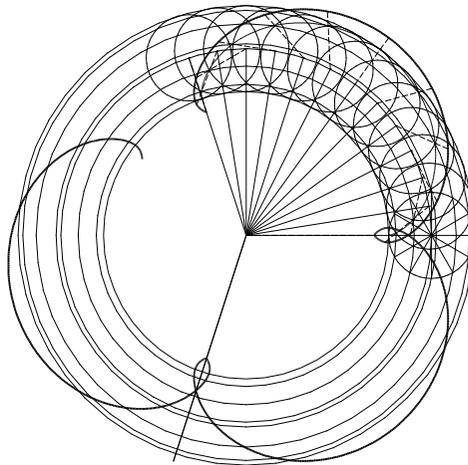


Рис. 4.23. Построение удлиненной эпициклоиды

Удлиненная эпициклоида так же, как и удлиненная эвольвента, является верхней границей, за пределы которой

нерабочая часть профиля не должна заходить. В то же время ниже этой границы нерабочая часть может располагаться, с точки зрения зацепления зубчатых колес, каким угодно образом.

Графическая процедура построения профиля зуба осуществляется следующим образом. После проведения окружности впадин с радиусом  $R_f$  и касательной к ней формируют соединение дугой окружности  $Ke$  эвольвенту в точке  $K$  с дном впадины радиусом  $R_f$ . Для плавного сопряжения дуги и эвольвенты центр дуги  $O$  должен лежать на нормали к эвольвенте  $NK$  (которая проводится касательно к основной окружности радиусом  $r_b$ ). Положение  $NK$  определяется половиной центрального угла  $\delta_0$  и углом давления  $\alpha_k$ . Угол давления определяется соотношением

$$\cos \alpha_k = \frac{r_b}{R_k}.$$

Дуга сопряжения  $Ke$  должна проходить ниже удлиненной эпициклоиды. Для случая проектирования дисковой модульной фрезы профиль зуба с дугой сопряжения представлен на рис. 4.24.

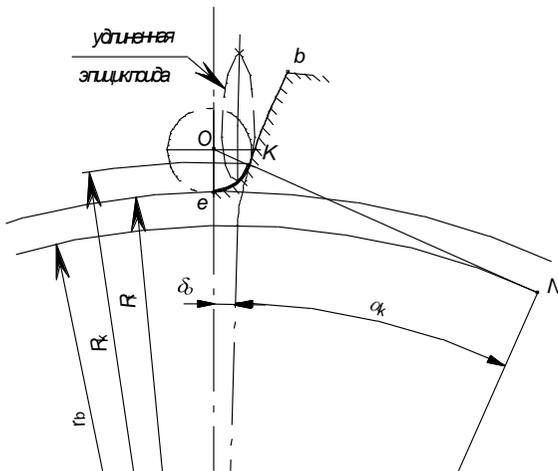


Рис. 4.24. Проектирование профиля инструмента

Следует учитывать и правильное расположение центра дуги  $Ke$ , которое для правой стороны профиля должно находиться с правой стороны от оси симметрии впадины или на самой оси. В противном случае дуги сопряжения для правой и левой сторон профиля не будут плавно сопрягаться между собой и пересекутся на оси симметрии. При этом радиус дуги сопряжения  $Ke$  целесообразно брать максимальным, что связано с повышением стойкости фрез.

Таким образом, для проектируемой дисковой модульной фрезы профиль инструмента будет очерчен эвольвентой  $bK$  и дугой окружности  $Ke$ . В данном случае отсутствует еще один участок – касательная к окружности впадин, что свидетельствует об оптимальном варианте по критерию стойкости при отсутствии подрезания ножки нарезаемого колеса.

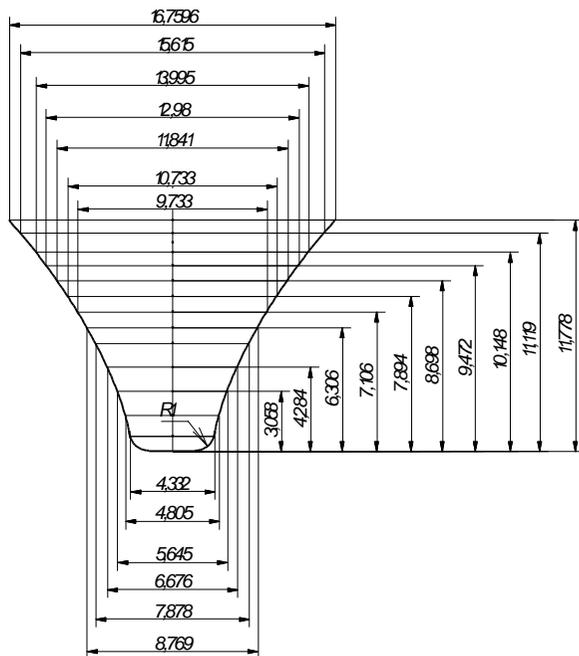


Рис. 4.25. Профиль фрезы в плоскости передней грани

На базе предложенных параметрических моделей эвольвентного профиля и переходной кривой построен точный профиль зуба при профилировании инструмента, представленный на рис. 4.25, и разработана конструкция дисковой модульной фрезы (рис. 4.26).

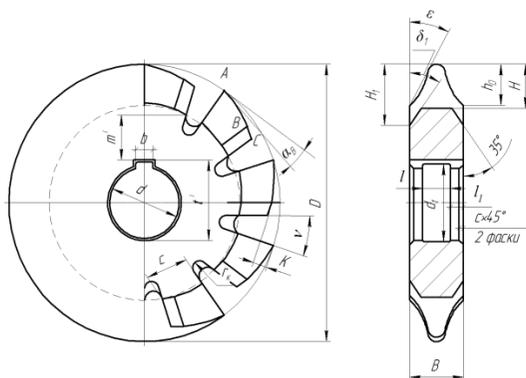


Рис. 4.26. Конструкция дисковой модульной фрезы

### 4.3.2. Червячные зуборезные фрезы



Червячные фрезы для нарезания цилиндрических зубчатых колес применяются для черного, получистового и чистового нарезания прямозубых и косозубых колес модулей 0,1...40 мм [32]. Согласно ГОСТ 9324-80 Е, в зависимости от назначения и размеров червячные фрезы изготавливаются классов точности

AAA, AA, A, B, C, D и рекомендуются соответственно для нарезания зубчатых колес 5-6, 7, 8, 9 и 11-й степени точности. Трудоемкость зубофрезерования для колес  $m = 1...20$  мм на 15...10% меньше трудоемкости зубодолбления. Кроме того, одной и той же фрезой можно нарезать как прямозубые, так и косозубые колеса.

Форма профиля зубьев фрез зависит от формы профиля зубьев нарезаемых колес - эвольвентой, циклоидальной и др., которая при проектировании должна задаваться профилем исходного контура зубчатой рейки. Червячные зуборезные фрезы подразделяются на насадные и хвостовые, правозаходные и левозаходные, однозаходные и многозаходные, цельные, составные и сборные. Червячные фрезы работают на специальных зубофрезерных станках моделей 5К30I, 5К320, 5К32, 5342, 5445, 5364 и др

При зубонарезании профиль и размеры зубьев колес определяются исходным контуром в соответствии с ГОСТ 13755-81 при обкатке им колеса. Обкатывание может быть осуществлено при различных положениях исходного производящего контура относительно колеса. В процессе обкатывания боковые стороны зубьев исходного контура рейки образуют эвольвентный контур зубьев колеса. Размеры исходного контура определяют размеры зубьев колеса: толщину зубьев по дуге  $S_n$ ; высоту делительной головки  $h_a$ ; диаметры вершин  $d_a$  и впадин  $d_f$  и др.

Для обеспечения плавности сопряжения зубьев в процессе зацепления используется исходный контур с модифицированным профилем головки зуба. В процессе нарезания зубьев образуется срез боковой стороны профиля зубьев у окружности вершин колеса. В ГОСТ 13755-81 регламентируются значения параметров модификации – коэффициент высоты  $h_g^*$  (не более 0,45) и коэффициент глубины  $\Delta^*$ .

Как известно, производящий контур фрезы отличается от исходного контура размерами: высоты головки  $h_a$  (на размер радиального зазора в зацеплении); толщины зуба  $S_{no}$  (увеличен на величину обязательного бокового зазора) и расположением фланка ( $a_f$  и  $h_{fo}$ ) на ножке зуба. Для более производительного построения исходных контуров зубчатого колеса и зуборезного инструмента целесообразно использовать аппарат параметризации в среде модуля APM GRAPH. В этом модуле построены параметрические модели исходных контуров (рис. 4.27 и рис. 4.28). При минимальном количестве исходных параметров нарезаемого

зубчатого колеса (окно переменных, рис. 4.27) определяются все производные данные в окне команд (рис. 4.28).

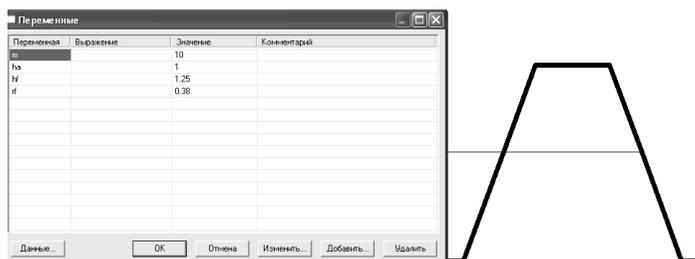


Рис. 4.27. Окно переменных в задаче построения исходного контура

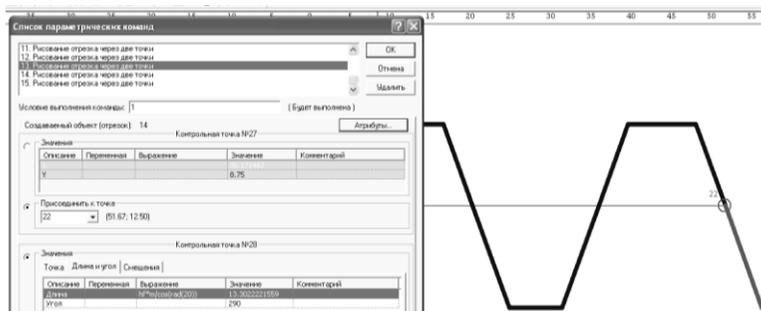


Рис. 4.28. Окно команд в задаче построения исходного контура

Для определения длины боковой поверхности ножки зуба как производного параметра используется зависимость, сформированная в соответствии с синтаксисом модуля APM GRAPH:

$$h_f^* m / \cos(\text{rad}(20)).$$

На основе полученных параметрических моделей осуществляется построение профиля зубьев фрез (рис. 4.29).

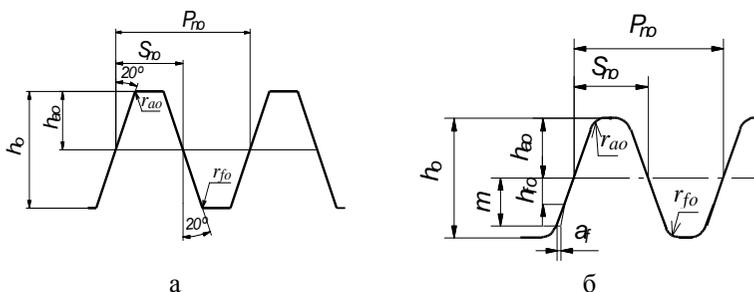


Рис. 4.29. Параметризованные контуры:  
 а – исходный; б – производящий с модификацией

При проектировании инструмента, работающего по методу обкатки, учитываются три условия обрабатываемости:

1. Обеспечение касания одновременного либо в различные моменты времени профиля заготовки и инструмента. В момент контакта общая нормаль к сопряженным профилям должна проходить через полюс зацепления.

2. Пересечение начальных линий (окружности детали, прямой инструмента) нормалей к профилю детали. Как известно, нормаль к эвольвентному профилю зуба касается основной окружности.

3. Отсутствие пересечения смежных участков инструментальной поверхности.

Для обработки сложных фасонных поверхностей по методу обкатки широко используется затылованный инструмент, который дает неизменный и идентичный профиль в течение всего периода своей эксплуатации.

Затылованная задняя поверхность фрезы чаще всего очерчивается архимедовой спиралью ввиду упрощения технологии изготовления (простота изготовления кулачков для затылования и использование широкой гаммы станков с согласованными вращательным и поступательным движениями). Кроме того, каждая кривая затылования обеспечивает достаточные задние углы для всех точек режущих кромок (с учетом возможных переточек). В модуле АРМ Graph построены параметрические модели однократно и

двукратно затылованных поверхностей фрез, очерченных архимедовой спиралью (величина приращения радиуса вектора прямо пропорциональна величине приращения полярного угла). На рис. 4.30 показано окно параметрических команд в задаче построения однократно затылованного зуба и параметризованный контур двукратно затылованного зуба фрезы.

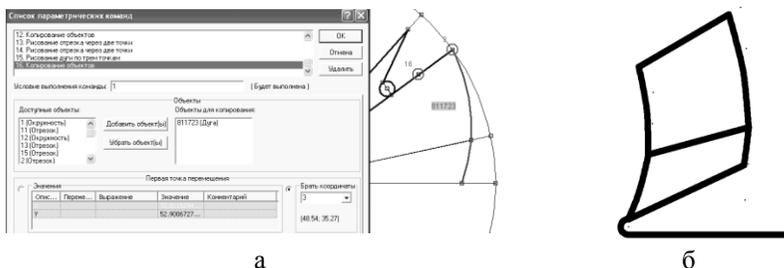


Рис. 4.30. Параметрическая модель затылованного зуба:  
а – окно команд; б – параметризованный контур зуба фрезы

Построив параметризованный контур затылованного зуба в чертежно-графическом редакторе АРМ Graph, формируется эскиз зуборезного инструмента с помощью команды «круговой массив». Это позволяет распространить средства параметризации на широкую гамму зуборезного инструмента, значительно повысив при этом производительность труда конструктора-инструментальщика.

В основе организации компьютерной технологии создания сложных изделий машиностроения лежит формирование полного электронного макета изделия, так как именно создание трехмерных электронных моделей, адекватных реально проектируемому изделию, открывает возможности для создания более качественной продукции (особенно сложной, наукоемкой продукции) и в более сжатые сроки. Трехмерное моделирование необходимо в качестве надежного гибкого и простого в применении средства для оптимизации процесса проектирования сложнопрофильного

инструмента и, наконец, объединения задач CAD/CAM в одной среде [38].

В среде модуля APM Studio построена трехмерная модель червячной зуборезной фрезы (рис. 4.31,а) и сгенерирована конечноэлементная сетка с определенным шагом разбиения (рис. 4.31,б). В режиме конечно-элементного анализа устанавливаются закрепления (фиксируются перемещения по осям X, Y, Z) и прикладываются силы (рис. 4.31,б).

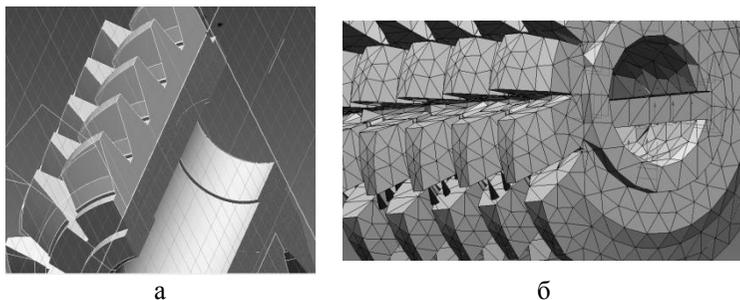


Рис. 4.31. Твёрдотельная модель фрезы: а – сечение фрезы; б – конечноэлементное представление

В рамках модуля APM Studio осуществлен статический расчет конструкции, результаты которого можно визуализировать в графическом и числовом виде (рис. 4.32).

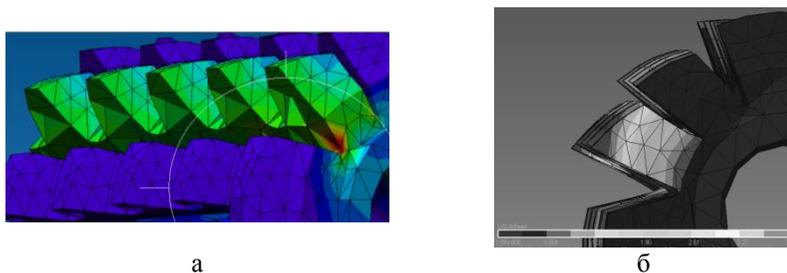


Рис. 4.32. Результаты расчета: поля напряжений – а и поля перемещений – б

## Контрольные вопросы

1. На какие типы разделяются зуборезные червячные фрезы по способу соединения?
2. Какие виды подач используются при нарезании прямозубых, косозубых и червячных колес?
3. По каким сечениям фрезы производится профилирование? В каком случае возникает эффект «естественного фланкирования»?
4. По какому сечению зуба колеса задаются исходные данные для расчета фрез?
5. Какова точность подсчета шага по нормали профиля и высоты зуба фрезы?
6. Чем отличаются по величине высота головки и высота ножки зуба фрезы?
7. Когда величина переднего угла зуба фрезы равна  $5 \dots 10^\circ$ , а в каком случае этот угол равен  $0^\circ$ ?
8. Какое предельное значение величины заднего угла на боковых сторонах профиля фрезы? Что необходимо предпринять при недопустимых значениях этого угла?
9. В каком случае фрезы должны изготавливаться сборными?
10. Совпадает ли направление червячной нарезки фрезы с направлением зубьев нарезаемого колеса?

---

---

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Внедрение механизмов параметризации в традиционный процесс проектирования делает труд конструктора максимально эффективным. При этом совершенствование процесса принятия проектных решений происходит в следующих направлениях.

1. Использование разработанного механизма параметризации значительно повышает эффективность исследования металлорежущих станков на различных стадиях проектирования за счет использования параметрических моделей. Такой подход открывает возможности перехода к решению сложных проектных задач многокритериального характера.

2. Внедрение механизма параметризации способствует постановке и решению задач конструирования станков и их компонентов в многовариантном режиме. Это значительно повышает уровень принимаемых проектных решений как на этапе конструирования отдельных деталей, так и их соединений в узлах.

3. Значительный эффект в повышении производительности труда конструктора дает возможность оперативного разрешения проблем процесса проектирования с возвратными информационными потоками (реинжиниринг), когда набор параметрических моделей реализует эффективное приближение к наилучшему проектному варианту.

4. Корректность полученных результатов обусловлен использованием широкой нормативной базы (ГОСТ, ведомственные нормалы) в процессе разработки параметрических моделей.

5. В процессе параметрического моделирования удается ввести в рассмотрение широкую номенклатуру деталей определенного класса, что уменьшает набор необходимых моделей

для задач проектирования металлорежущих станков и делает более обозримые размеры баз данных САПР станков.

На основе предлагаемых методик и инструментария параметризации достигнуты следующие результаты.

1. Разработаны параметрические модели поперечных компоновок станков-представителей токарной и фрезерной групп. С помощью этих моделей, построенных в соответствии с синтаксисом АРМ WinMachine, возможно синтезировать оптимальные поперечные компоновки как по критерию максимальной жесткости, так и критерию минимальной нагрузки на переднюю опору шпинделя.

2. С помощью предложенных алгоритмов определения пространственного положения узлов в корпусе привода главного движения появляется возможность определить расстояния от внешних поверхностей зубчатых колес до боковых стенок и дна корпуса, а также оценить степень их приближения к предельным величинам. Это позволит привести рекомендации по уменьшению габаритов приводов станков. С другой стороны, наличие дружеского интерфейса в модуле АРМ Graph оперативно предоставляет информацию проектировщику о недопустимых величинах зазоров вращающихся деталей и корпуса коробки передач.

3. На базе разработанных параметрических моделей компоновок формируются рекомендации по совершенствованию корпусных деталей. Так, в конструкции корпуса привода главного движения токарного многоцелевого станка МС-03 предлагается изменить конфигурацию дна корпуса, чтобы обеспечить оптимальную жесткость шпинделя. В станке сверлильно-фрезерно-расточной группы модели СФ68ВФ4 предлагается выполнить разъемы боковой стенки корпуса для достижения оптимальной конструкции шпиндельного узла.

4. Использование интегративных возможностей САД/САЕ/PDM «АРМ WinMachine» позволяет проектировщику оперативно оценить величину расхождения между оптимальными и

традиционными заводскими решениями. Так, с помощью модуля проектирования валов и осей APM Shaft в данной работе определена разница в значениях показателей жесткости шпинделя для заводского и оптимального вариантов. При этом конструктор получает расчетный формуляр по основным показателям прочности и жесткости.

5. Разработаны параметрические модели шкивов клиноременных и поликлиновых передач как средство производительного проектирования и моделирования в среде современных САПР.

6. С помощью параметрического моделирования осуществляется выбор таких конструкций шкивов, которые отвечают критериям минимизации габаритов и максимизации надежности. В разработанной программе моделирования эффективно выбирается компромиссное решение на этапе определения расчетного диаметра шкива. Построенные модели шкивов позволяют резко сократить сроки проектирования рабочих чертежей и формирования конструкторской документации.

7. Для широкой гаммы ступенчатых валов привода главного движения металлорежущих станков разработана параметрическая модель в модуле APM Graph, входящем в CAD/CAE/PDM «APM WinMachine». На базе построенной параметрической модели реализуется процесс проектирования ступенчатых валов со значительно большей производительностью.

8. Сформирована параметрическая модель узла вала, с помощью которой решаются проблемы осевой фиксации шкива. На примере двух вариантов конструкций шкивов – монолитной и дисковой, выбирается один из способов фиксации – а) с помощью гайки с шлицевыми пазами для случая монолитного шкива; б) с помощью стопорного винта для дисковой конструкции шкива с удлиненной ступицей.

9. Разработана база данных «Machine Tools» как единая среда, в которой объединены стандарты, нормали, научно-практическая информация, суммирующая знания и практический опыт в области

станкостроения. Эта база данных является эффективной оболочкой для проектирования пользовательских баз данных в станкостроении, что приводит к значительному увеличению производительности труда конструктора и повышению технического уровня принимаемых проектных решений. Эффективность базы данных обусловлена возможностью представления информации различного типа: а) таблиц числовых данных; б) рисунков; в) текстовых файлов в формате \*.txt или \*.rtf; г) таблиц в XLS – формат; д) APM Graph – документов (\*.agr); е) документов в формате DXF. Отличительной особенностью является возможность использования в базе данных графических параметризованных моделей.

10. Разработаны параметрические модели фасонных призматических и круглых резцов, включающих различные варианты рабочего профиля. Эти модели базируются на едином расчетном формуляре, имеющем инвариантную часть расчета высот профиля и вариативную часть, настраиваемую на особенности изготавливаемого изделия. Предложен алгоритм моделирования крепежной части призматического фасонного резца типа ласточкин хвост.

11. Созданы параметрические модели зуборезного инструмента. Для дисковых модульных фрез произведено моделирование профиля зуба фрезы, состоящего из эвольвентного, неэвольвентного участков и прямой. Это позволяет эффективно проектировать как профиль типа I для фрез №1-5, так и профиль типа II для фрез № 6-8. В параметрической модели предусмотрены различные варианты соотношения размеров основной окружности и окружности впадин дисковой модульной фрезы.

12. Предложены две параметрические модели исходных контуров зубчатой и инструментальных реек, определяющих профиль и размеры зубьев нарезаемых колес. Рассмотрена особенность профилирования модифицированного контура в виде фланка. Этот вариант используется для подрезания головок зуба шестерен коробок передач металлорежущих станков.

13. В модуле APM Graph построены параметрические модели однократно- и двукратно затылованных поверхностей фрез, очерченных архимедовой спиралью, обеспечивающих резкое повышение производительности труда проектировщиков как при конструировании, так и при моделировании зуборезных инструментов. При этом процесс проектирования становится очень эффективной процедурой с использованием средств конечноэлементного анализа и твердотельного моделирования.

---

---

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аверьянов О.И. Модульный принцип построения станков с ЧПУ. – М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.
2. Аверьянов О.И., Аверьянова И.О., Толмачев С.А. Компоновки металлорежущих станков: учебное пособие. – М.: МГИУ, 2007. – 168 с.
3. Проектирование и расчет металлорежущих станков на ЭВМ: Учебное пособие для вузов/О.В. Таратынов, О.И. Аверьянов, В.В. Клепиков и др. – М.:МГИУ,2002. – 384 с.
4. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Справочник-учебник в 3-х т. Т.1. Проектирование станков/А.С.Проников и др.- М: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994.- 444с.
5. Ли К. Основы САПР (CAD/CAM/CAE). – СПб: Питер, 2004. – 560 с.
6. Бушуев В.В. Основы конструирования станков.– М.:Станкин. –1992. – 520 с.
7. T-FLEX CAD 7.0 - Российская САПР нового поколения на ядре Parasolid/ КомпьютерПресс, № 7, 2000. – С. 31-37.
8. Шустиков И. Параметризация в T-FLEX CAD 3D 8.0/ САПР и графика, №10, 2003. – С.56-64.
9. Ушаков Д. Кому и зачем нужно прямое моделирование? Обзор конкурентных технологий.- isicad.ru, №1(91), 2012. – С. 31-42.
10. Марьин С. Компьютерные технологии для проектирования и производства сложных изделий машиностроения/ САПР и графика, №7, 2000. – С.21-32.
11. Фомин Е.П. Использование параметрических возможностей КОМПАС-3D/САПР и графика, №10, 2007. – С.70-74.

12. Ушаков Д. Синхронная технология – революция моделирования от Siemens PLM Software.//CAD/CAM/CAE Observer. - 2008. - № 4 (40). С. 1-4.
13. Курленд Р. Solid Edge с синхронной технологией - революция в области САПР/ САПР и графика, вып. 9, 2008. - С. 80-83.
14. Шелофаст В.В., Чугунова Т.Б. Основы проектирования машин. Примеры решения задач. – М.: Изд-во АПМ, 2004. – 240 с.
15. Замрий А.А. Практический учебный курс CAD/CAE АРМ WinMachine. Учебно-методическое пособие. – М.: Изд-во АПМ, 2007.– 144 с.
16. Розинский С., Шанин Д., Григорьев С. Параметрические возможности графического модуля АРМ Graph системы АРМ WinMachine. САПР и графика, вып.11, 2001. – С.37-40.
17. Николаев А., Сокол И. Модуль АРМ Base - эффективная работа с базами данных/ САПР и графика, вып.1, 2005. – С.42-49.
18. Кроть О.С., Кроть А.А. Параметризация поперечных компоновок привода главного движения// Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ: вип.24, 2009. – С. 164-168.
19. Проектування металорізальних верстатів у середовищі АРМ WinMachine: підручник/ О.С. Кроть, С.В.Шевченко, В.І.Соколов. – Луганськ, вид-во СНУ ім. В. Даля, 2011. – 386 с.
20. Андрийко А.А., Кроть О.С., Кроть А.А. Параметрическое моделирование шкивов клиноременных и поликлиновых передач в модуле АРМ Graph// Прогрессивные направления развития машино-приборостроительных отраслей и транспорта. Материалы международной научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых .- Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2010 - С. 165-166.
21. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Регсдел К. Оптимизация в технике: В 2-х кн. – М.: Мир, 1986. – Кн. 2. - 320 с.
22. Уайльд Д. Оптимальное проектирование. - М.: Мир, 1981. –272 с.

23. Воробьев И.И. Передачи с гибкой связью в приводах станков. – М.: Машиностроение, 1971. - 144 с.
24. Арбузов А.А. Влияние шага зубьев шкива на распределение нагрузки между зубьями ремня.- Станки и инструмент, №.5.- 1972. - С.33-34.
25. Овчинников А.А. Расчет ременной передачи с полукруглым профилем зуба/ Овчинников А.А., Рудышин В.Д., Гладкова В.Н. - Станки и инструмент, №.3.- 1993. - С.19-20.
26. Кроль О.С., Кроль А.А. Моделирование конструкции зубчато-ременной передачи с использованием АРМ Studio //Вісник СНУ ім. В. Даля, 2011, №.2(156), частина 2. - С.173-178.
27. Детали машин, Учебник для вузов/М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высш.шк., 2005. – 408 с.
28. Решетов Д. Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
29. Кроль О.С., Кроль А.А., Синдеева Е.В. Моделирование конструкции четырехопорного вала в САПР АРМ «WinMachine» // «Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки тиском матеріалів у машинобудуванні». Зб. наук. пр. – Луганськ: СНУ ім. В.Даля, 2008. – С. 139 – 143.
30. Мацеевский А.Г., Эрлих Л.Б. Рационализация расчетов при конструировании станков. – М.: Машиностроение, 1971. - 152 с.
31. Нерубашенко А.А., Кроль О.С., Кроль А.А. Создание базы данных параметрических моделей деталей станков в модуле АРМ Base// Вісник СевНТУ, 2010, вип.107. – С.107-109.
32. Справочник инструментальщика / И.А. Ординарцев, Г.В. Филиппов, А.Н. Шевченко и др.; Под общ. ред. И.А. Ординарцева. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 846 с.
33. Расчет и конструирование металлорежущих инструментов с помощью ЭВМ/ С.И. Лашнев, М.И. Юликов. – М.: Машиностроение, 1975. – 394 с.
34. Романов В.Ф. Расчет зубчатых инструментов. – М.: Машиностроение, 1969. – 201 с.
35. Семенченко И.И., Матюшин В.М., Сахаров Г.Н. Проектирование металлорежущих инструментов. - М.: Машгиз, 1963. - 953 с.

36. Фрайфельд И.А. Расчеты и конструкции специального металлорежущего инструмента. – М.: ГНТИ машиностроительной литературы, -1969. – 196 с.
37. Кроль О.С., Гузиева Ю.А. Построение параметрических моделей затылованного зуба // Прогрессивные направления развития машино-приборостроительных отраслей и транспорта. Материалы международной научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых 19 – 22 мая 2009, г. Севастополь. - с. 146-147.
38. Киричек А.В.,Афонин А.Н. Проектирование металлообрабатывающих инструментов и технологической оснастки в T-FLEX CAD: Учеб. пособие / М.: Машиностроение-1, 2007. - 158 с.

---

---

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОМПОНОВОК МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ.....	7
1.1. Построение оптимальных компоновок.....	7
1.2. Параметризация компоновок токарных станков.....	8
1.3. Параметризация компоновок сверлильно-фрезерно- расточных (СФР) станков.....	23
Контрольные вопросы.....	32
2. ПОСТРОЕНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ.....	34
2.1. Параметризация клиноременных передач.....	34
2.2. Параметризация поликлиновых передач.....	43
2.3. Параметризация зубчатых ременных передач.....	48
Контрольные вопросы.....	57
3. ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВАЛОВ В САПР АРМ WINMACHINE.....	61
3.1. Порядок расчета валов.....	61
3.2. Формирование параметрических формуляров для ступенчатых валов.....	63
3.3. Создание специализированных баз данных в САПР АРМ WinMachine.....	71
Контрольные вопросы.....	77
4. ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖУЩИХ ИНСТРУМЕНТОВ.....	80
4.1. 3D-моделирование инструментальных блоков.....	80
4.2. Построение параметрических моделей фасонных резцов.....	86
4.3. Построение параметрических моделей зуборезных фрез.....	99
4.3.1. Дисковые зуборезные модульные фрезы.....	100
4.3.2. Червячные зуборезные фрезы.....	111
Контрольные вопросы.....	117
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	118
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	123

Навчальне видання

КРОЛЬ Олег Семенович

***ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ  
КОНСТРУКЦИЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ  
И ИНСТРУМЕНТОВ***

Друкується в авторській редакції

Оригінал-макет      Могильна О.В.

Підписано до друку 03.04.2015.

Формат 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Папір типогр. Гарнітура Times.

Друк офсетний. Умов. друк. арк. 7,6. Обл.-вид. арк. 8,9.

Тираж 100 екз. Вид. № 3007. Замов. №      . Ціна договірна.

**Видавництво Східноукраїнського національного університету  
імені Володимира Даля**

Свідоцтво про реєстрацію: серія ДК № 1620 від 18.12.03 р.

Адреса університета: просп. Радянський 59-А

м. Северодонецьк, 93400, Україна

e-mail: vidavnictvoSNU.ua@gmail.com.

**Надруковано у типографії Мадрид, ООО**

Свідоцтво про реєстрацію:

Адреса типографії: вул. Ольминського, 11,

м. Харків, 61024, Україна

e-mail: : info@madrid.in.ua