

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Полоцкий государственный университет»

В.А. ДАНИЛОВ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

ПОСОБИЕ
по курсу «Конструирование и расчет станков»

Новополоцк
«ПГУ»
2008

УДК 621.9.06.62-231.3(075.8)
ББК 34.63-5я73
Д18

Рекомендовано к изданию методической комиссией машиностроительного факультета (протокол № 12 от 18.12.2007)

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

кафедра «Металлорежущие станки и инструменты» Белорусского национального технического университета (зав. каф. – канд. техн. наук, доц. В.И. Туромша);

А.И. Голембиевский, канд. техн. наук, проф. каф. «Металлорежущие станки и инструменты» Полоцкого государственного университета

Данилов, В.А.
Д18 Проектирование кинематики металлорежущих станков : пособие по курсу «Конструирование и расчет станков» / В. А. Данилов. – Новополоцк : ПГУ, 2008. – 228 с.

ISBN 978-985-418-659-7.

Изложены теоретические основы и общие принципы синтеза рациональных схем обработки поверхностей резанием при совмещении и разделении процессов частичного и полного формообразования, задания рациональной структуры исполнительных движений. Описаны методики синтеза простых и сложных кинематических групп с механическими и немеханическими связями, способы их соединения при синтезе кинематической структуры станка в целом. На конкретных примерах рассмотрено проектирование кинематики приводов станков со ступенчатым и бесступенчатым регулированием скорости исполнительных движений, кинематических цепей внутренних связей, а также способы повышения их кинематической точности.

Предназначен для студентов специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства», может быть полезен магистрантам и аспирантам соответствующих специальностей, а также специалистам, занятым проектированием и модернизацией металлорежущих станков.

УДК 621.9.06.62-231.3(075.8)
ББК 34.63-5я73

ISBN 978-985-418-659-7

© Данилов В.А., 2008
© Оформление. УО «Полоцкий государственный университет», 2008

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	5
ВВЕДЕНИЕ.....	7
1. СИНТЕЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ НА МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКАХ	11
1.1. Модели формообразования поверхностей резанием	11
1.2. Синтез общих схем обработки	20
1.2.1. Влияние параметров схемы обработки на эффективность процесса формообразования	20
1.2.2. Управление общей схемой обработки	30
1.3. Исполнительные движения в станках при формообразующей обработке.....	37
1.4. Структурное представление кинематических схем обработки.....	43
1.5. Задание и оптимизация структуры исполнительных движений и схем обработки	48
1.5.1. Исключение реверсивных движений.....	49
1.5.2. Совмещение и разделение движений	54
1.5.3. Введение дополнительных движений	60
1.5.4. Задание рационального сочетания скоростей и распределения элементарных между инструментом и заготовкой	62
1.6. Методика и пример синтеза кинематики формообразования и кинематической схемы обработки	65
2. ОСНОВЫ СИНТЕЗА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СТРУКТУРЫ СТАНКОВ	73
2.1. Синтез структуры кинематической группы.....	75
2.2. Способы соединения кинематических групп	80
2.2.1. Соединение групп с не совмещенными по траектории движениями.....	80
2.2.2. Соединение простых групп с совмещенными по траектории движениями.....	83
2.2.3. Соединение сложных групп с общим исполнительным звеном.....	84
2.2.4. Соединение кинематических групп при различной длительности движений.....	85
2.3. Применение дифференциальных и бездифференциальных кинематических структур	89
2.4. Типовые структуры внешних и внутренних связей кинематических групп	92
2.4.1. Типовые модули кинематических связей формообразующих систем станков	92
2.4.2. Синтез внутренних связей кинематических групп на базе типовых модулей	99
2.4.3. Синтез структуры внешних связей кинематических групп	105
2.5. Определение параметров настраиваемых кинематических цепей	108
2.5.1. Методика определения параметров кинематической цепи.....	109
2.5.2. Формулы настройки типовых кинематических цепей	113
2.6. Рациональное размещение органов настройки в кинематических связях.....	115
2.7. Совершенствование кинематической структуры станков.....	120
2.8. Методика и пример синтеза кинематической структуры станка.....	125
3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ ПРИВОДОВ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ	134
3.1. Типы приводов станков	134

3.2. Характеристики приводов со ступенчатым регулированием скорости	137
3.2.1. Геометрический ряд частот вращения и подач	137
3.2.2. Выбор значения знаменателя геометрического ряда	139
3.2.3. Арифметический ряд подач	140
3.2.4. Определение основных кинематических и энергетических характеристик приводов станков	141
3.3. Обоснование структуры шестеренчатой коробки со ступенчатым регулированием скорости	148
3.3.1. Типы передач и структура шестеренчатых коробок	148
3.3.2. Последовательность проектирования кинематики коробок скоростей	150
3.3.3. Определение числа ступеней скорости и количества групп передач в приводе	150
3.3.4. Порядок расположения и последовательность переключения групповых передач	151
3.3.5. Уравнение настройки и характеристика групповой передачи	152
3.3.6. Формула структуры привода	155
3.3.7. Проверка осуществимости варианта структуры привода	155
3.3.8. Графическое представление порядка переключения групповых передач	157
3.4. Определение передаточных отношений передач	159
3.4.1. Графоаналитический метод определения передаточных отношений	159
3.4.2. Аналитический метод определения передаточных отношений	168
3.5. Общие рекомендации по выбору варианта кинематической структуры привода	169
3.6. Особенности проектирования кинематики приводов подач	173
3.7. Проектирование кинематики приводов с нетипичной структурой	178
3.7.1. Особенности проектирования кинематики привода с многоскоростным электродвигателем	178
3.7.2. Проектирование кинематики приводов со сложной структурой	179
3.7.3. Определение передаточных отношений в приводах со степенью возврата	182
3.7.4. Особенности проектирования кинематики привода с перекрытием ступеней скорости	185
3.7.5. Особенности структуры привода с неравномерным рядом частот вращения	188
3.8. Проектирование кинематики приводов главного движения с бесступенчатым регулированием скорости	189
3.9. Определение чисел зубьев колес групповых передач	195
3.9.1. Определение чисел зубьев прямозубых и косозубых колес	195
3.9.2. Определение чисел зубьев передач со связанными колесами	198
4. РАЗРАБОТКА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ СТАНКА	201
4.1. Проектирование кинематики внутренних связей	201
4.1.1. Проектирование кинематики винторезных цепей	202
4.1.2. Проектирование цепей обката зубообрабатывающих станков	210
4.2. Обеспечение точности кинематических цепей	213
4.3. Обеспечение ускоренных перемещений исполнительных органов	219
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	224
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	226

ПРЕДИСЛОВИЕ

Промышленный потенциал страны, состояние машиностроения и зависящих от него других отраслей в значительной мере определяются уровнем развития станкостроения, поскольку производство любых машин и приборов осуществляется с применением металлорежущих станков. Поэтому станкостроение является фондообразующей отраслью, призванной обеспечить техническое перевооружение и поддержание на современном уровне всех отраслей машиностроения.

Конструкции станков постоянно совершенствуются за счет использования новейших достижений науки и техники (систем автоматизации и управления, вычислительной техники, техники приводов, материаловедения и т.д.). Поэтому для динамичного развития станкостроения необходимы высококвалифицированные специалисты, владеющие фундаментальными и специальными знаниями, современными, основанными на достижениях науки и практики методами проектирования, способные творчески решать задачи модернизации существующих и создания новых, отвечающих современным требованиям станков. Подготовку таких специалистов призвана обеспечить высшая школа. Решение этой проблемы требует обеспечения учебного процесса соответствующей литературой, отражающей современные научные и практические достижения в данной области.

Важную роль в подготовке кадров играет наука. В разработку науки о станках существенный вклад внесли Н.С. Ачеркан, В.В. Бушуев, Ю.Д. Врагов, Г.М. Головин, В.А. Кудинов, В.И. Дикушин, И.А. Дружинский, Н.В. Игнатъев, А.С. Проников, В.Л. Сосонкин, В.Э. Пуш, А.А. Федотенок и другие известные ученые, возглавляемые ими научные школы, а также Экспериментальный научно-исследовательский институт металлорежущих станков (ЭНИМС) и другие научно-исследовательские институты и проектные организации. Их учебники, учебные пособия и научные труды по конструированию, расчету и исследованию станков получили признание и широко используются при подготовке и повышении квалификации специалистов.

Учитывая многообразие станочного оборудования, особое значение имеет владение системным подходом к анализу и разработке станков, в частности их механики, которая претерпела значительные изменения в связи с применением в станках числового программного управления и современных приводов, позволяющих существенно упростить механику станка. Основоположником учения о кинематике станков является профессор Г.М. Головин, создавший теорию настройки станков. Фундаментальные результаты в этой области получены профессором А.А. Федотенком, который установил общие закономерности построения и создал методику анализа кинематической структуры станков с любыми кинематическими цепями (механическими, немеханическими, комбинированными).

Независимо от системы управления станком (механическая или мехатронная) конструкция станка в значительной мере определяется принятыми схемой формообразования поверхности и распределением движений между его исполнительными органами, несущими инструмент и заготовку.

Многообразие обрабатываемых поверхностей обуславливает необходимость изучения общих принципов их формообразования при обработке на металлорежущих станках для синтеза рациональных кинематических схем обработки, как основы кинематической структуры станков. Поэтому актуальное значение имеет овладение основами синтеза схем обработки и кинематической структуры станков, общими принципами их оптимизации. Освоение этих вопросов позволит будущему специалисту обоснованно и целенаправленно решать ответственные задачи проектирования металлорежущих станков.

В этой связи в пособии, исходя из общих положений теории формообразования поверхностей резанием, значительное внимание уделено синтезу рациональных схем обработки и кинематической структуры металлорежущих станков, как основы их кинематики и конструкции, отражены достижения науки и практического опыта, что поможет студентам освоить методы решения этих задач.

Предлагаемое пособие учитывает современный методологический подход к преподаванию специальных дисциплин, основанный на интеграции теоретических знаний и практического опыта при возрастании роли самостоятельной работы студентов в процессе обучения. Учен также опыт постановки аналогичных дисциплин в ведущих вузах стран СНГ.

Содержание пособия соответствует учебной программе дисциплины «Конструирование и расчет станков» для специальности 36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» (специализация «Металлорежущие станки»). При написании пособия использованы источники, приведенные в перечне литературы, а также результаты исследований автора.

Пособие состоит из четырех глав. Первая глава посвящена изложению, исходя из общих положений теории формообразования поверхностей резанием, принципов синтеза рациональных схем обработки как основы кинематики станка. Во второй главе изложены методические принципы синтеза и оптимизации кинематической структуры станков как основы их конструкции. Третья глава содержит методики и примеры проектирования кинематики приводов станков со ступенчатым и бесступенчатым регулированием скорости. В четвертую главу включены вопросы, относящиеся к разработке кинематической схемы станка в целом, проектированию внутренних связей сложных кинематических групп, а также задачи обеспечения кинематической точности станков.

Автор выражает благодарность рецензентам за ценные замечания и предложения, направленные на улучшение содержания книги.

ВВЕДЕНИЕ

Проектирование является первым этапом создания станка, за которым следуют технологическая подготовка производства, изготовление деталей, сборка отдельных узлов и станка в целом. Принятие из множества возможных рационального решения, близкого к оптимальному, возможно лишь при учете разносторонних знаний, относящихся к физико-математическим, инженерным, специальным и социально-экономическим дисциплинам, а также требований технической эстетики, эргономики, технологии и организации производства. При этом необходимо учитывать как общие тенденции развития станкостроения, так и станков конкретного типа. Важно, чтобы создаваемый станок был основан на принципиально новых решениях, изобретениях, теоретических и экспериментальных исследованиях, подтверждающих его преимущества по сравнению с существующими станками по основным технико-экономическим показателям – производительности, точности, универсальности, надежности и экономической эффективности.

Проектирование станка заключается в разработке конструкторской документации, необходимой для его изготовления, и в общем случае включает в себя следующие *основные стадии*: разработку технического задания, технического предложения, эскизного проекта, технического проекта и рабочей документации. В большинстве случаев для отработки конструкции станка необходимо также изготовление и испытание его опытного образца, а для серийно производимых станков – изготовление и проверка в производственных условиях установочной партии станков [25, 30].

Техническое задание, являясь первичным документом, устанавливает назначение, область применения и условия эксплуатации проектируемого станка, его основные характеристики, обеспечивающие получение заданного качества обработки деталей, и другие сведения, определяющие исходные данные для проектирования. Базой для назначения технических характеристик проектируемого станка являются результаты научно-исследовательских работ, включающие экспериментальные исследования аналогичных станков и процессов обработки на них детали, патентный поиск и анализ имеющихся аналогов.

Техническое предложение, разрабатываемое на основе технического задания, включает такие важные этапы, как выбор или синтез реализуемых на станке кинематических схем обработки, а также компоновки станка. Схема обработки, кроме исходных данных для разработки кинематики и компоновки станка, в значительной мере определяет условия работы режущего инструмента и основные требования к функционированию узлов.

На этой стадии обосновывается выбор типа двигателей, способа регулирования скорости исполнительных органов (ступенчатое или бесступенчатое), разрабатываются кинематическая, гидравлическая и другие схемы, эскизные чертежи общего вида и основных узлов станка, художественно-конструкторское предложение. Окончательное решение принимают на основе технико-экономического анализа различных вариантов конструкции станка.

Эскизный проект станка содержит принципиальные (компоновочные, схемные и конструктивные) решения. Основой для принятых решений являются расчеты систем станка и его узлов по требуемым показателям качества и их сопоставление для нескольких вариантов исполнения.

На стадии разработки *технического проекта* с учетом результатов экспериментальных работ уточняются технические характеристики станка, формируются окончательно схемные, компоновочные и конструктивные решения с выполнением необходимых динамических, прочностных, точностных, тепловых и других расчетов, подтверждающих работоспособность станка и достижение требуемых технико-экономических показателей. Разрабатываются сборочные чертежи всех узлов и приспособлений к станку.

Рабочий проект является завершающей стадией разработки документации, которая включает описательную и графическую часть. Описательная часть содержит описание конструкции и работы основных узлов и систем станка, инструкции по его эксплуатации, наладке, транспортированию и установке. Графическая часть включает общий вид и схемы (кинематическую, гидравлическую, электрическую и др.) станка, общие виды узлов и приспособлений, чертежи деталей. В процессе подготовки рабочего проекта должны быть максимально учтены требования ЕСКД, стандартизации, унификации и нормализации, а также требования технологичности конструкции.

Правильность принятых конструктивных решений проверяется и оценивается при испытаниях опытного образца станка, по результатам которых корректируют рабочую документацию.

В зависимости от содержания и метода решения задач проектные работы различаются уровнем и методикой выполнения. По *уровню* различают функциональное и конструкторское проектирование, а в зависимости от *методики проектирования* – аналитическое и эмпирическое проектирование [4].

Функциональное проектирование включает в себя концептуальное и схемотехническое проектирование. Эти виды работ являются наиболее ответственными, поскольку выполняются вначале и допущенные здесь

ошибки не могут быть исправлены или компенсированы на последующих стадиях проектирования и изготовления станка.

Концептуальное проектирование предполагает поиск принципа функционирования отдельных станочных узлов и станка в целом, который определяет тип устройств, выполняющих отдельные функции станка (главное движение, движение подачи, вспомогательные движения и т. д.). Принцип функционирования должен обеспечивать выполнение характеристик, заложенных в техническом задании.

Выбор типа устройств, реализующих те или иные функции станка, осуществляется на базе исходных данных, содержащихся в техническом задании (технические параметры станка, требования надежности и долговечности, габаритные размеры, эксплуатационные требования, ориентировочная стоимость и т. д.). Например, привод главного движения металлорежущего станка может быть гидравлического или электрического типа. По способу регулирования частоты вращения шпинделя – ступенчатый и бесступенчатый. Ступенчатый привод проектируют на основе одно- или многоскоростного двигателя, шестеренной коробки скоростей или ступенчато-шкивной передачи. Привод бесступенчатого регулирования включает в себя либо нерегулируемый двигатель и вариатор, либо регулируемый двигатель.

В некоторых случаях требуется разработка принципиально новых технических решений, чтобы обеспечить требуемые характеристики станка.

При *схемотехническом проектировании* разрабатываются принципиальные и функциональные схемы: электрические, электронные, кинематические, гидравлические, пневматические и т. д.

Конструкторские работы, включающие компоновочное и геометрическое проектирование, занимают наибольший объем в процессе разработки машин, и выполняются по результатам функционального проектирования.

Компоновочное (топологическое) проектирование в основном заключается в разработке компоновки систем станков, отдельного станка или его узлов, что связано с размещением конструктивных элементов в пространстве с учетом их функционального назначения и ограничений.

Большое значение при выборе конструкции и размещения элементов имеют требования художественного конструирования, эргономики и условий эксплуатации.

Основной объем работ, выполняемых при геометрическом проектировании, относится к разработке конструкторской документации. При *аналитическом проектировании* проектные параметры определяют на основе результатов научных исследований, опыта проектирования и экс-

результатов научных исследований, опыта проектирования и эксплуатации оборудования.

Расчетное проектирование позволяет получать рациональные конструкторские решения, т. е. решения, допустимые с точки зрения выполнения всех условий и ограничений на конструкцию. Оно применяется при неавтоматизированном проектировании с использованием общепринятых и специальных методик расчета деталей станков и передач.

Методика проектирования, при которой рассчитывают оптимальные параметры конструкции, получила название оптимального проектирования.

Оптимальное проектирование применяют при выборе конструктивного решения по критериям оценки качества проектных решений. Такими критериями могут быть надежность, производительность и др. Это позволяет выявить не только наилучшую конструктивную схему проектируемого узла, но и установить его оптимальные конструктивные параметры.

При *макетном проектировании* изготавливают физическую модель исследуемого узла или станка в целом, подобную реальной конструкции. По результатам испытаний модели делают заключение о целесообразности рассматриваемого конструктивного решения. Например, широко применяют макетирование при обработке компоновочных схем металлорежущих станков с точки зрения технической эстетики и эргономики.

Экспериментальное проектирование заключается в обработке конструкции узла станка на стенде, имитирующем условия его работы. Этот вид проектирования особенно эффективен при разработке станков, реализующих новые процессы или схемы обработки.

Важное технико-экономическое значение имеет сокращение срока проектирования станка, что достигается применением вычислительной техники (САПР) на всех этапах проектирования, модульного принципа построения станков [1].

Творческое начало в работе конструктора проявляется в большей мере при выборе принципа действия систем станка (концептуальное проектирование), при разработке принципиальных и функциональных схем станка и его узлов (схемотехническое проектирование), а также компоновки станка и станочных узлов (компоновочное проектирование). Зачастую результаты решения этих задач признаются изобретениями.

В настоящем пособии рассматриваются, в основном, вопросы, относящиеся к концептуальному и схемотехническому проектированию кинематики металлорежущих станков, которые по сравнению с другими стадиями проектирования недостаточно полно отражены в учебной и научно-технической литературе.

1. СИНТЕЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ НА МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКАХ

Важным этапом проектирования станка является разработка или выбор рациональных схем обработки заданных поверхностей, которые являются основой кинематики станка. Принятая схема обработки должна обеспечить требуемую производительность обработки, точность формообразования поверхности, а также благоприятные условия работы режущего инструмента и исполнительных механизмов, в частности, за счет стабилизации скорости и сил резания, рабочих углов режущих лезвий, уменьшения инерционных нагрузок и т.д. Синтез кинематической схемы обработки включает анализ возможных методов формообразования поверхности и выбор из них рационального, синтез общей схемы обработки, задание структуры и параметров исполнительных движений, оптимизацию кинематики формообразования и т.д. [8]. Теоретической и методологической основой синтеза схем обработки являются общие положения теории формообразования поверхностей резанием, использование которых обеспечивает обоснованный подход к решению основных задач первого этапа функционального проектирования металлорежущих станков. Рассмотрим некоторые из этих положений, важные для разработки кинематики станка.

1.1. Модели формообразования поверхностей резанием

Кинематическое представление формообразования поверхности. Реальные поверхности деталей машин являются некоторым приближением геометрических (идеальных) поверхностей, поэтому процесс обработки реальной поверхности основан на процессе образования соответствующей геометрической поверхности. В соответствии с известным кинематическим методом исследования поверхностей геометрическая поверхность рассматривается как след при движении одной линии – *образующей* по второй – *направляющей* [14]. Эти линии называются *производящими*.

Под следом понимается геометрическое место движущейся образующей линии. Например, для формообразования плоскости прямую (рис. 1, *а*) или плоскую кривую (рис. 1, *б*) линию 1 (образующую) необходимо перемещать вдоль прямой направляющей 2. Прямая 1 при перемещении по окружности 2 (рис. 1, *в*), т.е. при вращении вокруг оси 3, образует цилиндрическую поверхность. Эту же поверхность можно получить, перемещая окружность 1 вдоль прямой 2 (рис. 1, *г*). Следовательно, в данном случае форма поверхности сохраняется, если образующую и направляющую поменять местами.

Во многих случаях такая замена невозможна. Например, для формообразования конической поверхности (рис. 1, *д*) закрепленную в ее верши-

не прямолинейную образующую 1 необходимо перемещать по окружности 2 (вращать вокруг оси 3). Если же эту окружность перемещать вдоль прямой 1 , то образуется не коническая, а цилиндрическая поверхность. Формообразование конической поверхности окружностью возможно, если ее диаметр в процессе перемещения непрерывно изменяется по определенному закону, т.е. если образующая имеет переменную форму. В общем случае переменную форму могут иметь обе производящие линии, в качестве которых могут быть приняты любые принадлежащие заданной поверхности линии.

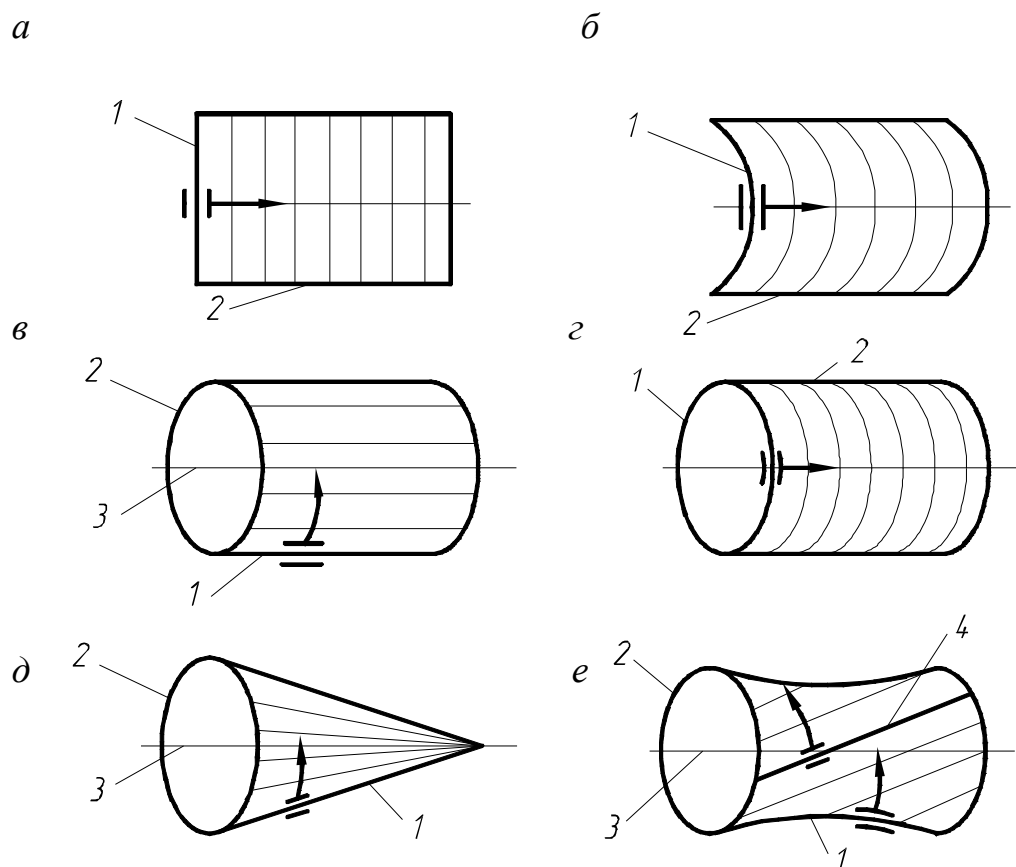


Рис. 1.1. Схемы образования поверхностей: $a, б$ – плоскости; $в, г$ – цилиндрической поверхности; $д$ – конической поверхности; $е$ – однополостного гиперboloида

Для упрощения реализации процесса формообразования поверхности важно выбрать из множества возможных производящих линий линии простой геометрической формы. Эта задача решается путем анализа геометрии поверхности. Например, поверхность однополостного гиперboloида может быть получена путем перемещения гиперболы 1 (рис. 1.1, $е$) вдоль окружности 2 (вращения вокруг оси 3). Однако эта же поверхность образуется при вращении вокруг оси 3 скрещивающейся с ней под определенным углом прямой 4 . Вторая схема часто применяется на практике, т.к. во многих случаях ее проще осуществить, и она обеспечивает более высо-

кую точность формообразования. Выбор рациональной формы производящих линий необходим для синтеза рациональной схемы обработки.

Таким образом, с *кинематической точки зрения* образование поверхности сводится к образованию производящих линий и их относительному перемещению. Движения, обеспечивающие образование производящих линий и их относительное перемещение, являются *движениями формообразования*.

Геометрические модели формирования поверхностей. Особенностью формообразования поверхности резанием является то, что относительное перемещение заготовки и инструмента сопровождается срезанием с заготовки слоя металла. За время контакта с заготовкой каждой из режущих кромок создается *элементарная поверхность*, образующей которой является образующая поверхности резания. Пересечение множества поверхностей, образованных всеми режущими кромками за время обработки, является обработанной (реальной) поверхностью, соответствующей в определенной степени номинальной поверхности изделия. Производящие элементы режущей (деформирующей) части инструмента в процессе обработки контактируют с номинальной поверхностью, осуществляя полное или частичное (неполное) ее формообразование.

Полное формообразование возможно, если обеспечено отображение производящих элементов на все точки номинальной поверхности. При невыполнении этого условия имеет место *неполное* (частичное) *формообразование* с допускаемыми отклонениями обработанной поверхности от номинальной.

Полное и частичное формообразование обработанной поверхности может быть осуществлено одной или множеством элементарных поверхностей. Если обработанная поверхность образована одной элементарной, конгруэнтной номинальной поверхности (протягивание, точение резцом с прямолинейной переходной режущей кромкой), то осуществляется полное формообразование, поскольку пересечением множества точек обработанной M_o и номинальной M_n поверхностей является последнее множество: $M_o \cap M_n = M_n$. Данный случай соответствует *первой геометрической модели* формообразования, согласно которой поверхность рассматривается как след движущейся линии.

Обработанная поверхность может состоять из одной элементарной, которая имеет с номинальной множество P общих точек, образующих поверхность, линию или множество этих элементов, т.е. $M_o \cap M_n = P$, где $P \subset M_n$. Так, при точении резцом с точечным производящим элементом элементарная поверхность является винтовой и имеет с номинальной множество P точек, образующих винтовую линию. Если же резцу сообщить дополнительно осциллирующее движение в радиальном или тангенциаль-

ном направлении, то указанное множество состоит из дискретных точек или отрезков винтовой линии. В этих случаях возможно лишь частичное формообразование.

При формировании обработанной поверхности множеством элементарных ($M_o = \{M_{\mathcal{E}}\}$) также возможны два случая. В первом – каждая из элементарных поверхностей $M_{\mathcal{E}i}$ конгруэнтна участку номинальной поверхности ($M_{\mathcal{E}} \subset M_n$), а обработанная поверхность конгруэнтна номинальной $M_o \cap M_n = M_n$, поэтому обеспечивается полное формообразование (строгание плоскости за несколько проходов резцом с линейным производящим элементом, длина которого меньше ширины обрабатываемого изделия, или одновременно несколькими такими резцами).

Во втором случае обработанная поверхность не совпадает с номинальной. Последняя конгруэнтна огибающей одного или нескольких семейств элементарных поверхностей ($M_o \cap M_n = \{P_i\}$, где $P_i = M_n \cap M_{\mathcal{E}}$), что соответствует *второй геометрической модели* формообразования. Контакт элементарной поверхности с номинальной, выражаемый множеством P_i , обычно осуществляется в точке, поэтому неизбежна погрешность формообразования в виде отклонения обработанной поверхности от номинальной. Эта модель формообразования типична для обработки сложных поверхностей, в частности, при цикловом (строчечном) их формообразовании. Обработанная поверхность представляет пересечение множества строчек (рис. 1.2), каждая из которых может быть следом режущей кромки, огибающей исходной инструментальной поверхности в ее относительном движении или множества вспомогательных поверхностей.

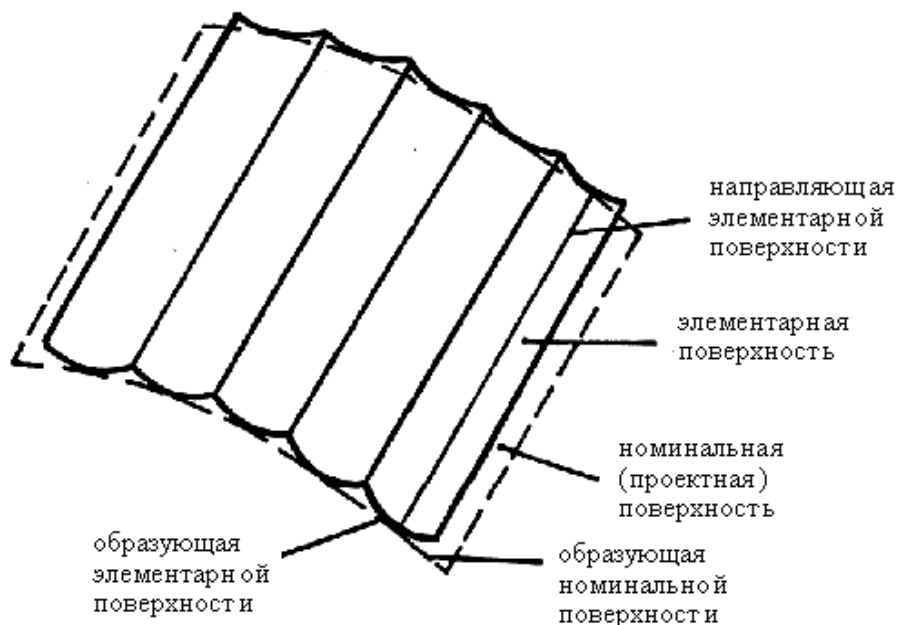


Рис. 1.2. Схема неполного формообразования сложной поверхности

Если каждую из строчек рассматривать как элементарную поверхность, то номинальная поверхность является огибающей, как минимум, двухпараметрического семейства элементарных поверхностей. От их геометрических параметров зависят погрешность формообразования, форма и условия работы режущего инструмента, кинематика формообразования, что обуславливает необходимость выбора рациональной формы элементарных поверхностей при разработке схемы обработки.

Общим признаком первой и второй моделей формообразования является генерация поверхности в результате движения производящего элемента относительно заготовки. Поэтому обработанная поверхность представляет собой след образующей или огибающую исходной инструментальной поверхности, соответственно для первой и второй моделей формообразования. Важным условием осуществимости процесса формообразования по второй модели является обеспечение проходимости инструмента, т.е. непересечения исходной инструментальной поверхности с номинальной поверхностью изделия [28].

Форма следа производящей линии или огибающей производящей поверхности в сечении, перпендикулярном направлению относительного движения, является *характеристическим образом инструмента* [14], который в схемах полного формообразования конгруэнтен одной из возможных образующих обработанной поверхности. Характеристический образ выражает общие геометрические признаки возможных инструментов, существенные для процесса формообразования поверхности. Кроме того, его форма, положение и направление перемещения в системе отсчета, связанной с заготовкой, являются определяющими признаками общей схемы обработки.

Если за образующую поверхности принять характеристический образ инструмента, то процесс ее формообразования можно рассматривать как относительное перемещение данного образа [14]. Такая модель процесса формообразования поверхности, учитывая, что характеристический образ инструмента может непрерывно изменяться при движении, является универсальной.

Требование изменения формы характеристического образа инструмента в процессе его относительного движения может быть обусловлено, в частности, необходимостью ее приближения к форме образующей номинальной поверхности изделия. Возможность такого изменения должна быть обеспечена при проектировании станка или режущего инструмента.

Степень приближения обработанной поверхности к номинальной зависит от соответствия формы характеристического образа инструмента и траектории движения формообразования производящим линиям номинальной поверхности, поэтому при синтезе схемы формообразования поверхности важен выбор его рациональной формы. Для сложной поверх-

ности возможно множество решений данной задачи. Например, выпуклая поверхность может быть образована инструментом с выпуклым, прямым и вогнутым характеристическим образом при различном направлении его перемещения. Поэтому для синтеза рациональных схем формообразования важно оценить влияние общей схемы обработки на показатели эффективности, используя объективные критерии выбора формы характеристического образа инструмента и траектории его относительного перемещения. Эта задача рассмотрена ниже в п. 1.2.1.

Методы образования производящих линий. При обработке поверхности на станке ее производящие линии должны быть воспроизведены движениями инструмента и заготовки и контактирующими с этой поверхностью формообразующими (*производящими*) элементами инструмента, которые могут представлять собой линии (режущие кромки) или точки (вершины режущих лезвий). В первом случае производящие линии образуются методами копирования (*Кп*) или обката (*Об*), во втором – следа (*Сл*) или касания (*Кс*) [31]. Рассмотрим реализацию этих методов на станках.

При *методе копирования* производящий элемент 1 (рис. 1.3, *а*) инструмента по форме и протяженности совпадает с образуемой линией 2, поэтому движение формообразования не требуется, а необходимо только движение для перемещения производящего элемента из исходного в конечное положение. Материальным носителем формы образуемой линии в данном случае является инструмент, поэтому такой метод образования линий является *геометрическим*.

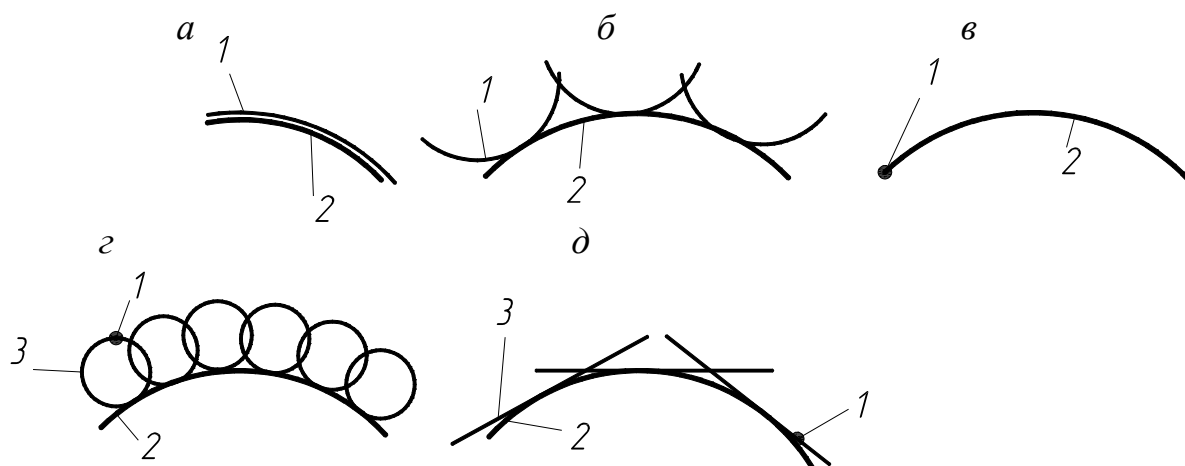


Рис. 1.3. Методы образования производящих линий:
 а – копирования; б – обката; в – следа; г, д – касания

Достоинство метода копирования – простая кинематика станка, а недостаток – сложность и неуниверсальность инструмента для обработки фасонных поверхностей. Данный метод широко применяется на практике для

профилирования внутренних и наружных поверхностей простой и сложной геометрической формы лезвийными и абразивными инструментами (протягивание, фасонное точение, фрезерование и т.д.).

Методом обката линия 2 (рис. 1.3, б) образуется как огибающая множества последовательных положений производящего элемента 1 в его относительном движении, поэтому необходимо одно сложное движение формообразования. Материальным носителем формы образуемой линии являются одновременно инструмент и кинематика станка, создающая движение обкатки. Последнее может быть непрерывным или прерывистым. Данный метод широко применяется при обработке сложных поверхностей, например, зубчатых колес, для профилирования нарезаемых зубьев. Производящие элементы инструмента выполняются в этом случае в соответствии с профилем зубьев детали, которая может находиться в зацеплении с обработанным зубчатым колесом, а кинематикой станка между инструментом и заготовкой воспроизводится определенное станочное зубчатое зацепление (цилиндрическое, реечное, червячное и т.п.).

При *методе следа* (рис. 1.3, в) образуемая линия 2 представляет собой траекторию движения производящего элемента в виде точки 1, например, вершины токарного резца, следовательно, необходимо одно движение формообразования. Данный метод относится к *кинематическим*, так как материальным носителем формы образуемой линии является только кинематика станка. Метод следа отличается высокой универсальностью по форме образуемых линий, поэтому он широко применяется при обработке поверхностей простой и сложной геометрической формы.

По *методу касания* (рис. 1.3, г) линия 2 образуется кинематически как касательная к множеству дополнительных линий 3 – траекторий производящей точки 1. Данный метод требует два движения формообразования: одно – для создания дополнительных линий, а другое – для их относительного перемещения. Материальным носителем образуемой линии является кинематика станка. Метод касания характерен для обработки вращающимися инструментами (фрезами, шлифовальными кругами). В этом случае дополнительные линии являются окружностями. Реже они имеют прямолинейную (рис. 1.3, д) или иную форму.

Отличие метода касания от метода обката состоит в том, что дополнительные линии в первом случае образуются кинематически (обычно методом следа и реже методом касания), а во втором они определяются формой производящих элементов инструмента.

Рассмотренные четыре метода образования производящих линий относятся к *элементарным* (базовым). Возможны также *комбинированные методы*, представляющие сочетание элементарных, например, (*Кп + Сл*), (*Об + Сл*) и др. Комбинированные методы позволяют объединить преимущества и избежать недостатков входящих в них элементарных методов.

Например, формирование образующей методом копирования при точении цилиндрической поверхности врезанием исключает возможность образования на обработанной поверхности шероховатости в виде гребней, неизбежных при точении стандартным резцом из-за точечного контакта его лезвия с номинальной цилиндрической поверхностью детали. Однако при методе копирования с увеличением длины контакта режущей кромки резца с заготовкой возможны недопустимые вибрации, которые обычно не возникают при формировании образующей цилиндрической поверхности методом следа.

Формирование этой образующей комбинированным методом ($Kn + Cl$) позволяет объединить преимущества базовых методов – исключение возможности образования гребней и недопустимых вибраций при резании. Данный метод реализуется при точении резцом с прямолинейной переходной режущей кромкой, параллельной направлению подачи и по длине превышающей величину подачи за один оборот заготовки (точение резцами Колесова).

Методы образования поверхностей. Образующая и направляющая заданной поверхности могут быть получены любым из рассмотренных выше методов. Поэтому *методы образования поверхностей* определяются возможными сочетаниями методов образования производящих линий. Так как скорость возникновения образующей не может быть меньше, чем направляющей, возможны следующие методы формообразования поверхностей, основанные на элементарных методах образования производящих линий: $Kn - Kn$, $Kn - Cl$, $Kn - Ob$, $Kn - Kc$, $Ob - Ob$, $Ob - Cl$, $Cl - Ob$, $Cl - Cl$, $Cl - Kc$, $Kc - Ob$, $Kc - Cl$, $Kc - Kc$.

На рис. 1.4 приведены примеры [31] реализации на станках геометрических методов образования различных поверхностей: *a* – объемная штамповка, *б* – накатывание поверхности роликом, *в* – нарезание резьбы резцом, *г* – фрезерование (шлифование) резьбы дисковым инструментом, *е* – накатывание шариком фасонной поверхности, *ж* – зуботочение цилиндрического колеса долбяком, *з* – шлифование зубьев цилиндрического колеса абразивным червячным кругом, *к* – зубодолбление цилиндрического колеса, *л* – затылование зубьев фрезы, *м* – зубошлифование тарельчатыми кругами, *о* – зубошлифование прямозубого колеса дисковым кругом, *п* – шлифование криволинейной поверхности дисковым кругом, *р* – фрезерование фасонной поверхности пальцевой фрезой.

Кроме рассмотренных пространственных схем формообразования производящих линий и поверхностей, различают также *временные схемы*, характеризующие процесс формообразования во времени [14]. Производящая линия поверхности может быть образована одновременно (мгновенно) – *Е*, непрерывно – *Н* или прерывисто – *П*. Поэтому возможны следующие схемы формообразования поверхностей во времени: одновременные – *Е-Е*, одновременно-непрерывные – *Е-Н*, одновременно-

прерывистые – *Е-П*, непрерывные – *Н-Н*, полупрерывистые – *Н-П*, прерывистые – *П-П* и комбинированные.

Между временными и геометрическими схемами существует определенная связь, но во многих случаях нет однозначного соответствия, поэтому в обозначении геометрических схем целесообразно указывать временную характеристику процесса формообразования, что важно для проектирования кинематики станка. Например, $Об_n$, $Об_п$ – обозначает соответственно непрерывный и прерывистый характер процессов образования линии методом обката, реализуемых различными по кинематике зубодолбежными станками.

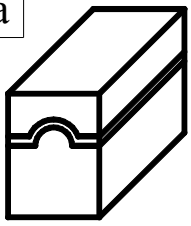
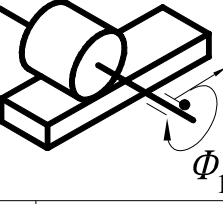
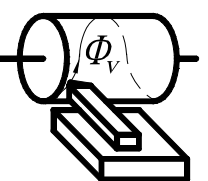
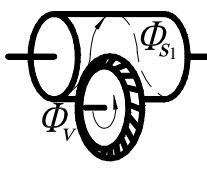
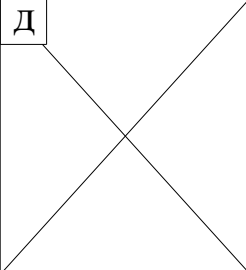
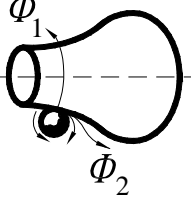
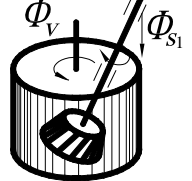
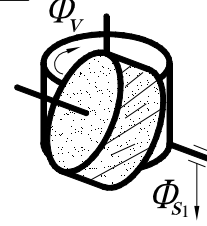
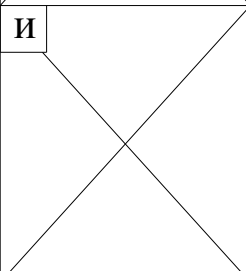
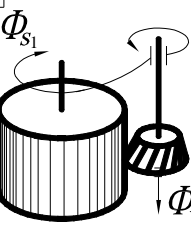
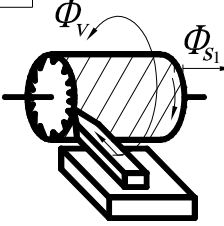
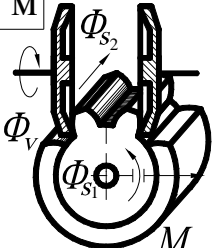
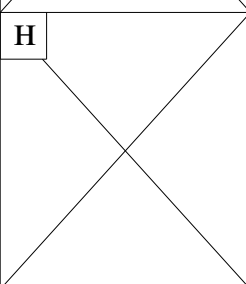
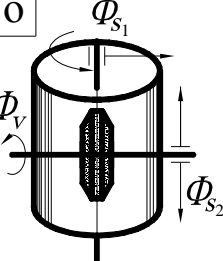
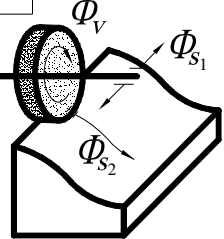
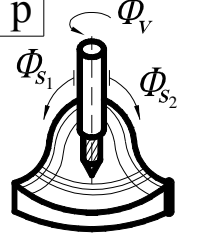
		Методы воспроизведения образующей линии			
		Копирование	Обкат	След	Касание
Методы воспроизведения образующей линии	Копирование	а 	б 	в 	г 
	Обкат	д 	е 	ж 	з 
	След	и 	к 	л 	м 
	Касание	н 	о 	п 	р 

Рис. 1.4. Методы формообразования поверхностей на металлорежущих станках

1.2. Синтез общих схем обработки

Первым этапом разработки кинематической схемы обработки поверхности резанием является синтез общей схемы обработки. Ее основными признаками являются: тип режущего инструмента, определяемый принятым методом обработки (точение, фрезерование и т.д.); форма производящих элементов и схема профилирования номинальной поверхности; взаимное расположение инструмента и заготовки; траектория и направление их относительного движения; цикличность процесса формообразования – за один или множество циклов (обработка строчками) и др. Указанные признаки должны быть определены при разработке общей схемы обработки заданной поверхности.

Любая поверхность допускает множество общих схем ее обработки. Например, цилиндрическая поверхность вращения может быть получена сообщением прямой линии вращательного движения вокруг параллельной ей оси, а также прямолинейным перемещением окружности или любой другой принадлежащей этой поверхности линии. Многообразие общих схем обработки в большей степени характерно для сложных поверхностей, особенно при частичном и многоцикловом их формообразовании. Синтез или выбор из возможных рациональной общей схемы обработки важен при конструировании станка, поскольку от нее зависят его кинематика и компоновки.

Следует отметить, что на практике при проектировании станка общая схема обработки поверхности принимается часто по аналогии с существующей, т.е. полагается заданной. Это может быть причиной неудовлетворительных технико-экономических показателей созданного станка, так как схема обработки, эффективная в одном случае, оказывается малопродуктивной при других условиях. Поэтому решение о выборе схемы обработки должно быть обоснованным исходя из анализа влияния ее параметров на эффективность процесса формообразования.

1.2.1. Влияние параметров схемы обработки на эффективность процесса формообразования

Показатели эффективности схем формообразования. Выбор схемы профилирования номинальной поверхности на станке связан с исследованием характера контакта ее образующей с образующими элементарных поверхностей в сечении, нормальном к их направляющим. При обработке сложных поверхностей строчками указанные образующие, как правило, имеют точечный контакт, поэтому профиль номинальной поверхности может рассматриваться как касательная к образующим элементарных поверхностей, отстоящих друг от друга на величину межстрочечной подачи.

Вследствие точечного контакта образующих неизбежно отклонение обработанной поверхности от номинальной в виде межстрочечных греб-

ней, форма и высота которых обусловлены расстоянием между строчками и геометрическими параметрами номинальной поверхности и элементарных поверхностей. Высота межстрочечных гребней численно характеризует точность формообразования.

Для сравнения возможных общих схем обработки и обоснованного выбора из них рациональной при проектировании станка достаточны общие показатели эффективности – технологическая производительность и точность формообразования. Выбор общей схемы обработки производится на основе анализа зависимости этих показателей эффективности от основных ее параметров – траектории относительного перемещения инструмента и заготовки, формы характеристического образа инструмента и характера обработки в смысле цикличности.

Определение направления относительного движения инструмента и заготовки. При решении этой задачи возможны следующие случаи:

- 1) поверхность обрабатывается за один цикл;
- 2) поверхность обрабатывается циклично при конгруэнтности номинальной поверхности множеству элементарных поверхностей;
- 3) поверхность обрабатывается циклично, номинальная поверхность неконгруэнтна множеству элементарных поверхностей.

Первый и второй варианты обеспечивают полное, а третий – частичное формообразование заданной поверхности.

В первом случае поверхность образуется одновременно по всей ширине одним (рис. 1.5, а) или несколькими (рис. 1.5, б) производящими элементами, при этом обработанная поверхность конгруэнтна номинальной. Производительность формообразования Q_i образующей элементарной поверхности длиной l_i составляет

$$Q_i = vF_i / L_i \approx vl_{i\text{cp}}, \quad (1.1)$$

где v – скорость формообразующего движения;

F_i – площадь образуемой поверхности;

L_i – длина направляющей элементарной поверхности.

Из (1.1) следует, что при нескольких производящих элементах производительность формообразования каждого из них пропорциональна длине образующей элементарной поверхности и не зависит от положения ее направляющей.

Производительность формообразования Q всех k элементов составит

$$Q = \sum_{i=1}^k Q_i = vb, \quad (1.2)$$

где $b = \sum_{i=1}^k l_i$ – длина образующей номинальной поверхности.

Так как величина b для разных положений образующей различная, то производительность формообразования всех производящих элементов при обработке поверхности за один цикл зависит от направления их относительного перемещения – ее максимум соответствует наибольшей длине образующей номинальной поверхности. При отсутствии каких-либо ограничений данное направление является рациональным.

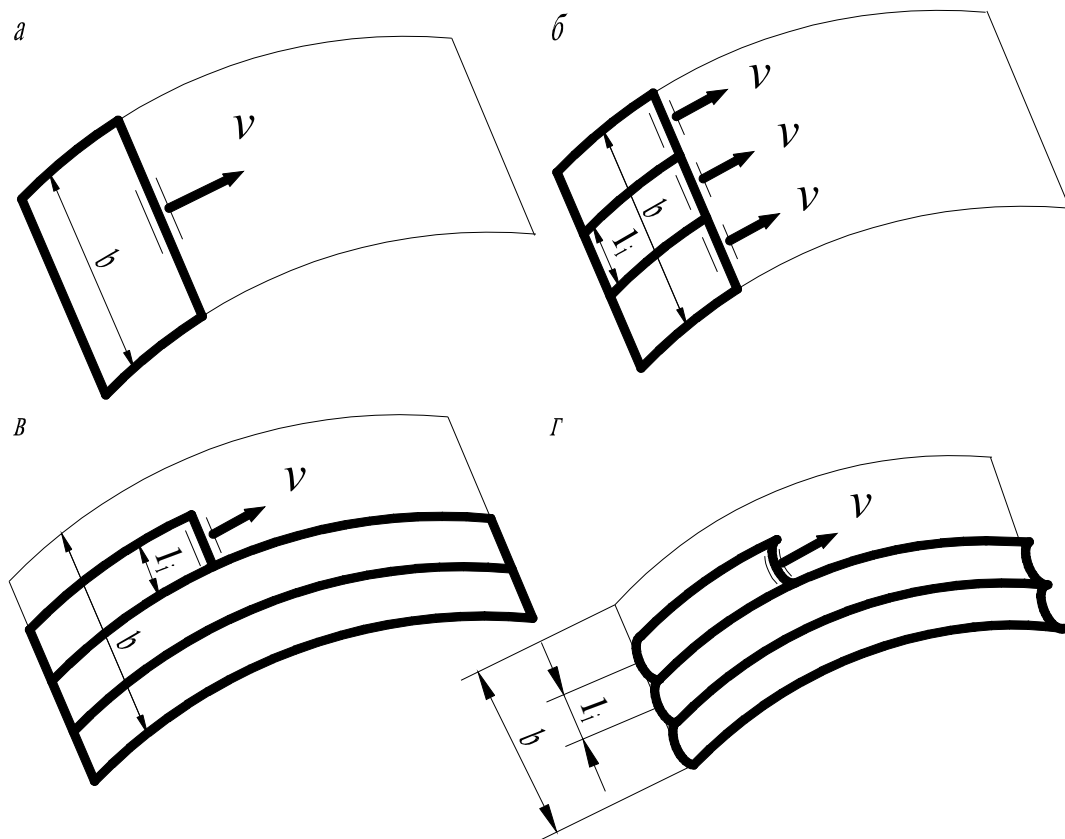


Рис. 1.5. Общие схемы обработки сложных поверхностей:
a, б и в – при полном формообразовании поверхности;
г – при частичном формообразовании поверхности

Во втором случае (рис. 1.5, в) время обработки T включает, кроме времени рабочих T_p и холостых T_x ходов, также межцикловые потери T_n , поэтому

$$T = T_p + T_x + T_n. \quad (1.3)$$

Обычно обработка сложной поверхности конкретным инструментом осуществляется за n циклов, следовательно $T_n = nt_n$, где t_n – потери за один цикл, $n = b/l_{icp}$. Отношение T_p/T есть коэффициент цикловой непрерывности K_u , величина которого определяется зависимостью

$$K_u = T_p / (T_x + bt_n/l_{icp}). \quad (1.4)$$

Если v_x, l_x и v, l_p – соответственно скорость и длина холостого и рабочего ходов, то $T_p = \sum(L_{pi}/v)$; $T_x = \sum(L_{xi}/v_x)$;

$$K_u = 1/(1 + \mu c + bvt_n/F), \quad (1.5)$$

где $\mu = v/v_x$; $c = \sum L_{xi}/\sum L_{pi}$; F – площадь номинальной поверхности. Из выражения (1.5) видно, что коэффициент цикловой непрерывности зависит от длины образующей номинальной поверхности и, следовательно, от положения траектории движения формообразования. Производительность формообразования в данном случае составит

$$Q = l_{icp}v/(1 + \mu c + bvt_n/F) \quad (1.6)$$

или с учетом (1.5)

$$Q = K_u l_{icp} v. \quad (1.7)$$

Таким образом, при цикловой обработке одним формообразующим элементом максимальное значение Q_{\max} имеет место при минимальной длине образующей номинальной поверхности, что соответствует максимальному значению K_u . Поэтому коэффициент цикловой непрерывности является количественной характеристикой первого критерия для выбора общей схемы обработки – *критерия непрерывности*. При прочих равных условиях для некоторого направления траектории относительного движения инструмента и заготовки данный коэффициент принимает максимальное значение. Такое направление и является оптимальным по критерию непрерывности.

Третий случай – наиболее общий и имеет место, когда характеристический образ инструмента касается образующей номинальной поверхности (рис. 1.5, ε). Поэтому неизбежна погрешность формообразования в виде отклонения обработанной поверхности от номинальной. Ее величина зависит от соответствия формы характеристического образа и траектории движения формообразования соответствующим производящим линиям номинальной поверхности. В этой связи при синтезе общих схем обработки важен выбор рациональной формы характеристического образа инструмента. Рассмотрим эту задачу.

Определение рациональной формы характеристического образа инструмента. Для любой поверхности осуществимо множество общих схем обработки. Например, выпуклая поверхность может быть образована инструментом с выпуклым, прямым или вогнутым характеристическим образом при различных направлениях его перемещения. Поэтому определение рациональной схемы связано с анализом возможных сочетаний форм образующей номинальной поверхности и характеристического образа инструмента.

Производительность формообразования пропорциональна длине проекции образующей элементарной поверхности на номинальную поверхность (рис.1.6) и, следовательно, определяется формой образующих этих поверхностей и допускаемым отклонением обработанной поверхности от номинальной, например, высотой гребней при строчечной обработке. Поэтому при определении общей схемы обработки необходимо учитывать зависимость производительности и погрешности формообразования от сочетания формобразующих элементарных и номинальной поверхностей.

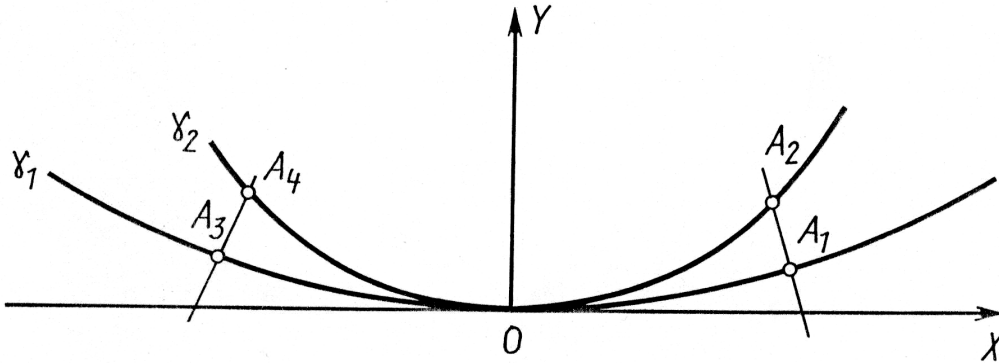


Рис. 1.6. Форма контакта образующих номинальной и элементарной поверхностей при частичном формообразовании поверхности

Рассмотрим эту задачу для возможной формы контакта указанных поверхностей, которая определяется кривизной их образующих, выполненных в виде дуг окружностей или прямых. Пусть: γ_1 и γ_2 – образующие соответственно номинальной и элементарной поверхностей в плоскости, нормальной к траектории движения формообразования; $A_1A_3 = l$ – длина проекции образующей элементарной поверхности на номинальную; $A_1A_2 = A_3A_4 = \Delta$ – погрешность формообразования; $y_1 = f_1(x)$ и $y_2 = f_2(x)$ – уравнения соответственно кривых γ_1 и γ_2 . Тогда

$$l = \int_{x_3}^{x_1} \sqrt{1 + [f_1'(x)]^2} dx, \quad (1.8)$$

где x_1 и x_3 – абсциссы точек A_1 и A_2 .

Значения x_1 и x_3 определяются из уравнений:

$$f_2(x_2) - f_1(x_1) = -\Delta / (f_1'(x_1)^2 + 1)^{0,5}; \quad (1.9)$$

$$f_2(x_4) - f_1(x_3) = \Delta / (f_1'(x_3)^2 + 1)^{0,5}. \quad (1.10)$$

Производительность формообразования при заданной погрешности Δ выражается в этом случае зависимостью (1.7), где l вычисляется по (1.8) и представляет собой межстрочечную подачу вдоль образующей номинальной

поверхности. При обработке с заданной производительностью важно обеспечить минимальную высоту гребней, а также постоянные их форму и высоту на всей поверхности. Выполнение первого условия позволяет уменьшить трудоемкость последующей обработки, а второго – получать на различных участках поверхности близкие по значению параметры качества обработки.

Решение первой задачи за счет уменьшения межстрочечной подачи связано со снижением производительности, поэтому важна оптимизация общей схемы обработки. Так как частичное формообразование сложной поверхности строчками достигается при различных сочетаниях форм образующих номинальной и элементарной поверхностей, то общая схема обработки должна выбираться с учетом влияния формы указанных образующих на погрешность формообразования.

Схемы и погрешность неполного профилирования поверхностей. Типовые схемы профилирования поверхностей при обработке резанием приведены на рис. 1.7, где $K_1 = 1/r$ – кривизна образующей L_1 номинальной поверхности; $K_2 = 1/R$ – кривизна характеристического образа L_2 ; $K^+(K^-, K^0)$ – кривизна производящей линии положительная (отрицательная, равна нулю); $r(R)$ – радиус кривизны линий $L_1(L_2)$; l – межстрочечная подача; Δ – погрешность формообразования.

Форма контакта определяется кривизной линий L_1 и L_2 , а в схемах 2 и 4 – также соотношением значений r и R : $r < R$ или $r > R$.

При межстрочечной подаче l создается погрешность формообразования в виде гребней, высота Δ которых относительно номинальной поверхности описывается для приведенных на рис. 1.7 схем соответствующими уравнениями.

Приняв кривизну выпуклой линии положительной, а вогнутой линии – отрицательной и учитывая, что с достаточной точностью возможна замена $\sin \alpha = \alpha$, $\cos \alpha = 1 - \alpha^2 / 2$, $\sqrt{1 \pm a} = 1 \pm a / 2$, где $a \ll 1$, получим удобную для анализа обобщенную для всех схем профилирования зависимость

$$\Delta = 0,125l^2(K_1 + K_2). \quad (1.11)$$

Из уравнения (1.11) следует, что для обеспечения заданной точности формообразования значение межстрочечной подачи должно удовлетворять условию

$$l \leq 2\sqrt{2\Delta/|K_1 + K_2|}. \quad (1.12)$$

Тогда максимальная производительность формообразования составит

$$Q = 2K_u v \sqrt{2\Delta/|K_1 + K_2|}. \quad (1.13)$$

Формула (1.13) выражает количественную связь между показателями эффективности (производительностью и точностью) и параметрами общей схемы обработки (формой и положением производящих линий номиналь-

ной и элементарной поверхностей). Из нее следует, что производительность при заданных погрешности и скорости формообразования определяется коэффициентом непрерывности K_u и сочетанием форм образующих номинальной и элементарной поверхностей.

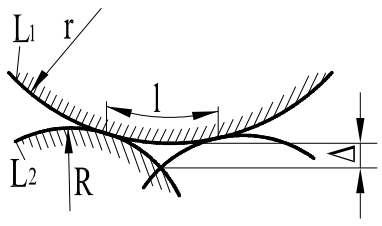
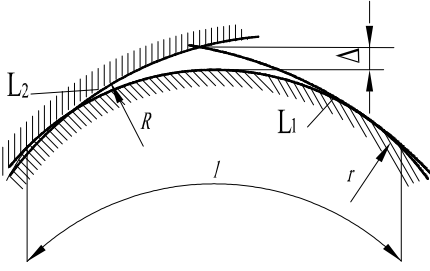
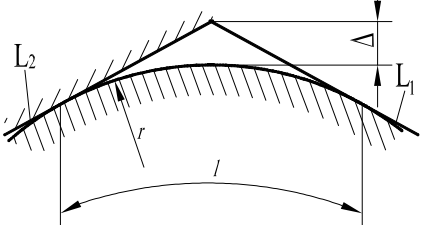
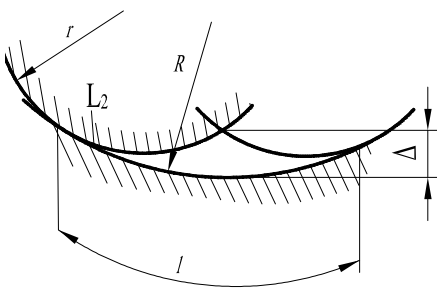
Форма контакта	Схема формообразования	Погрешность формообразования
$K_1^+ - K_2^-$		$\Delta = (r + R) \cos \frac{l}{2r} - r - \sqrt{R^2 - (r + R)^2 \sin^2 \frac{l}{2R}}$ $\Delta \approx cl^2 \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{R} \right)$ $c = \frac{1}{8}$
$K_1^+ - K_2^-$ $ K_1 > K_2 $		<ol style="list-style-type: none"> $r < R; \Delta \approx cl^2 \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{R} \right)$ $\Delta = (r - R) \cos \frac{l}{2r} - r + \sqrt{R^2 - (R - r)^2 \sin^2 \frac{l}{2r}}$ <ol style="list-style-type: none"> $r > R; \Delta \approx -cl^2 \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{R} \right)$ $\Delta = (R - r) \cos \frac{l}{2r} + r - \sqrt{R^2 - (r - R)^2 \sin^2 \frac{l}{2r}}$
$K_1^+ - K_2^0$ $K_1^- - K_2^0$		$\Delta = r \left(\frac{1}{\cos \frac{l}{2r}} - 1 \right)$ $\Delta \approx \frac{cl^2}{r}$
$K_1^- - K_2^+$ $ K_1 < K_2 $		<ol style="list-style-type: none"> $R < r; \Delta \approx cl^2 \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{r} \right)$ $\Delta = (R - r) \cos \frac{l}{2r} + r - \sqrt{R^2 - (r - R)^2 \sin^2 \frac{l}{2r}}$ <ol style="list-style-type: none"> $R > r; \Delta \approx -cl^2 \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{r} \right)$ $\Delta = (r - R) \cos \frac{l}{2r} - r + \sqrt{R^2 - (R - r)^2 \sin^2 \frac{l}{2r}}$

Рис. 1.7. Схемы профилирования при частичном формообразовании поверхностей

Из выражения (1.13) следует *второй критерий* выбора общей схемы обработки – *критерий оптимального контакта*. Он характеризует соответствие форм образующих номинальной поверхности изделия и элементарных поверхностей в зоне формообразования. По данному критерию оптимальной является общая схема обработки, при которой выражение $K_1 + K_2$ принимает минимальное значение. Выполнимость критерия оптимального контакта обеспечивается выбором рационального сочетания форм образующих номинальной и элементарных поверхностей, что достигается выбором и управлением формой характеристического образа инструмента (значением K_2) для минимизации значения $K_1 + K_2$.

В зависимости от геометрических параметров номинальной поверхности изделия общая схема обработки может быть выбрана по указанным критериям. В общем случае, когда выполнение каждого из них возможно лишь при различных направлениях относительного перемещения инструмента и изделия, для выбора общей схемы формообразования служит обобщенный критерий, которому соответствует максимум значения $K_y / |K_1 + K_2|$.

Рекомендации по выбору общих схем обработки. Приведенные выше критерии позволяют объективно сравнивать возможные схемы обработки, обоснованно выбирать направление относительного перемещения инструмента и изделия, а также схему профилирования поверхности.

Эффективность схемы обработки количественно характеризуется отношением K_Q значений производительности формообразования, соответствующих различным (1 и 2) направлениям относительного перемещения

$$K_Q = Q_2 / Q_1 = l_2 K_{y2} / (l_1 K_{y1}) \quad (1.14)$$

или

$$K_Q = \frac{1 + \mu + b_1 v t_n / F}{1 + \mu + b_2 v t_n / F} \sqrt{\frac{|K_1 + K_2|_1}{|K_1 + K_2|_2}}. \quad (1.15)$$

Сравнением расчетных значений K_Q устанавливается рациональное направление относительного перемещения инструмента и изделия.

Схему профилирования следует принимать на основе исследования номинальной поверхности изделия с учетом того, что условием выполнения критерия оптимального контакта является минимум модуля алгебраической суммы кривизн $|K_1 + K_2|$ образующей номинальной поверхности и характеристического образа инструмента. Например, для наиболее часто встречающегося случая обработки сложных поверхностей, когда элементарные образующие могут быть только выпуклыми, за образующую номи-

нальной поверхности следует принимать линию минимальной (с учетом знака) кривизны в зоне контакта с образующей элементарной поверхности. Если образующая номинальной поверхности может быть только выпуклой, то у элементарной поверхности она должна быть вогнутой или прямой. Данное условие может быть обеспечено не только профилированием инструмента, но и выбором направления строчек.

Известно, что в каждой точке криволинейной поверхности существуют два главных нормальных сечения, которым соответствуют наибольшая K_1 и наименьшая K_2 величины кривизны нормального сечения, произведение которых определяет тип точки: параболическая ($K_1K_2 = 0$); эллиптическая ($K_1K_2 > 0$) и гиперболическая ($K_1K_2 < 0$). Через каждую такую точку проходят две взаимно перпендикулярные линии кривизны. Следовательно, для повышения производительности направление строчек необходимо задавать вдоль линий кривизны, имеющих большую с учетом знака кривизну. Это общее правило относится к выбору схем обработки поверхностей различной формы. Рассмотрим его применительно к основным типам криволинейных поверхностей.

1. Поверхность изделия образована множеством параболических точек (рис. 1.8, а, б), т.е. одно из ее нормальных сечений – прямая, а другое – выпуклая или вогнутая линия. Если обрабатывается вогнутая поверхность (рис. 1.8, а), то направляющие элементарных поверхностей (строчек) должны быть расположены вдоль прямолинейных сечений, так как их кривизна, равная нулю, больше кривизны вогнутых криволинейных сечений, которая отрицательна. Если же поверхность изделия – выпуклая (рис. 1.8, б), то направление строчек должно задаваться вдоль кривых линий, поскольку их кривизна больше, чем прямых.

2. Поверхность изделия образована множеством эллиптических точек (все ее нормальные сечения выпуклые или вогнутые). В первом случае (рис. 1.8, в) кривизна всех сечений положительна, поэтому направление строчек целесообразно задавать вдоль более выпуклых линий, кривизна которых больше. Во втором случае (рис. 1.8, г) кривизна всех сечений отрицательна и строчки должны быть направлены вдоль менее вогнутых линий, кривизна которых с учетом знака больше, чем у более вогнутых.

3. Поверхность изделия образована множеством гиперболических (седловых) точек (рис. 1.8, д). Поскольку поверхность изделия в каждой точке выпукло-вогнутая, то строчки должны располагаться вдоль выпуклых линий, имеющих положительную кривизну.

Приведенные рекомендации по выбору направления относительного движения справедливы для непрерывных процессов формообразования, а также при равенстве значений коэффициента цикловой непрерывности для

сравниваемых вариантов. В иных случаях направление строчек должно приниматься с учетом приведенного выше обобщенного критерия.

Если поверхность изделия представляет сочетание рассмотренных типов поверхностей, то определенные ее участки следует обрабатывать по соответствующим рациональным схемам. Возможность реализации множества необходимых схем обработки должна быть обеспечена при проектировании формообразующей системы станка за счет обоснованного количества и вида (прямолинейные, круговые) координатных перемещений.

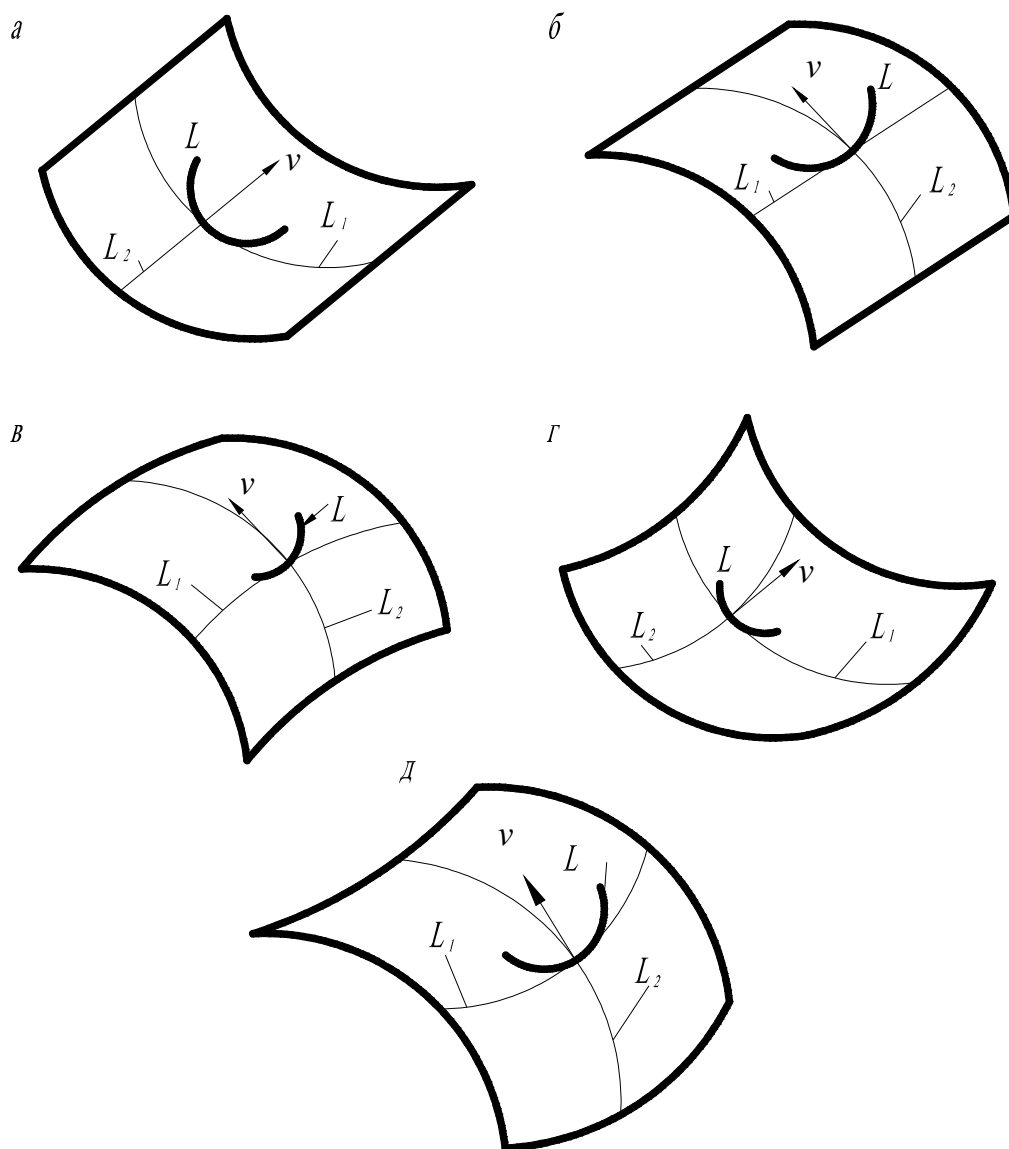


Рис. 1.8. Общие схемы частичного формообразования поверхностей:
a, б – параболического типа; *в, г* – эллиптического типа; *д* – гиперболического типа;
 L_1 – образующая формируемой поверхности; $L(L_2)$ – образующая (направляющая)
 элементарной поверхности

1.2.2. Управление общей схемой обработки

Как показано выше, высокая точность формообразования обеспечивается при минимизации значения $K_1 + K_2$ – суммы кривизны K_1 образующей номинальной поверхности и кривизны K_2 характеристического образа инструмента. Выполнение этого условия при переменной величине K_1 возможно лишь при соответствующем изменении величины K_2 , которое обеспечивается управлением формой характеристического образа инструмента.

Методы управления. Управление формой характеристического образа инструмента возможно кинематическим, геометрическим и комбинированным методами.

Кинематически требуемая форма характеристического образа инструмента создается перемещением производящих элементов по соответствующей траектории. Для обеспечения полного формообразования участок данной траектории и номинальная поверхность изделия должны иметь множество общих точек. В частности, при обработке вращающимся лезвийным инструментом это достигается дополнительным относительным перемещением хотя бы одного производящего элемента. Рассмотрим этот метод управления формообразованием на примере фрезоточения. Обработка цилиндрической поверхности фрезоточением осуществляется вращающейся резцовой головкой 3 (рис. 1.9), совершающей также движение подачи P_3 вдоль оси вращения B_1 заготовки 1. Поэтому характеристический образ инструмента отличается от прямолинейной образующей цилиндрической поверхности, что обуславливает образование на ней гребней. Если же режущим зубьям 2 инструмента (или одному из них) в зоне резания сообщать дополнительно радиальное перемещение P_4 , связанное с его вращением B_2 зависимостью

$$h = R(\sec \varphi - 1), \quad (1.16)$$

где h – радиальное перемещение зуба инструмента;

R – радиус инструмента при $h = 0$;

φ – угол поворота инструмента от плоскости, нормальной оси заготовки, то вершины режущих зубьев будут перемещаться на участке cd характеристического образа инструмента по прямолинейной образующей номинальной поверхности изделия, благодаря чему исключается образование гребней. Участки bd и ac – переходные. За счет формы кривой ac возможна оптимизация условий резания. Для управления характеристическим образом инструмента станок должен быть оснащен механизмом, обеспечивающим требуемое радиальное перемещение режущих зубьев.

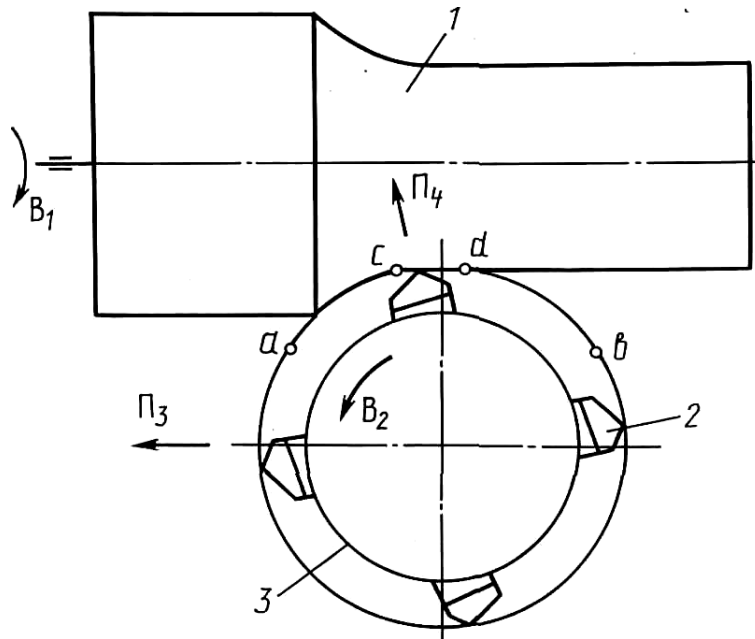


Рис. 1.9. Схема фрезоточения при управлении характеристическим образом инструмента

Геометрический метод управления формой характеристического образа формообразования цилиндрической поверхности при фрезоточении основан на ее зависимости от параметров установки инструмента относительно направления движения формообразования. В частности, если ось вращения инструмента перпендикулярна указанному направлению, то его характеристическим образом является прямолинейный отрезок 1 (рис. 1.10). При иной установке инструмента характеристический образ трансформируется в эллипсы 2 или 3, параметры которых определяются положением оси вращения относительно направления движения, или представляет окружность 4.

В первом случае при прямолинейном движении подачи образуется плоская, а в остальных – цилиндрическая (эллиптическая или круговая) поверхности. Такой метод управления формой характеристического образа инструмента является более универсальным по сравнению с его геометрическим профилированием, характерным для фасонных режущих инструментов.

Непрерывное изменение положения инструмента относительно направления исполнительного движения соответственно трансформирует характеристический образ, что позволяет приблизить его к заданной поверх-

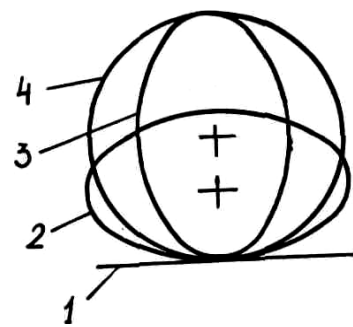


Рис. 1.10. Трансформация характеристического образа инструмента в зависимости от его установки

ности исходя из требуемой точности формообразования. На этом комбинированном методе обеспечения рациональной формы характеристического образа инструмента основана схема строчечной обработки сложных поверхностей торцевой фрезой 1 (рис. 1.11), ось вращения которой расположена под углом α к направлению строчечной подачи S_1 .

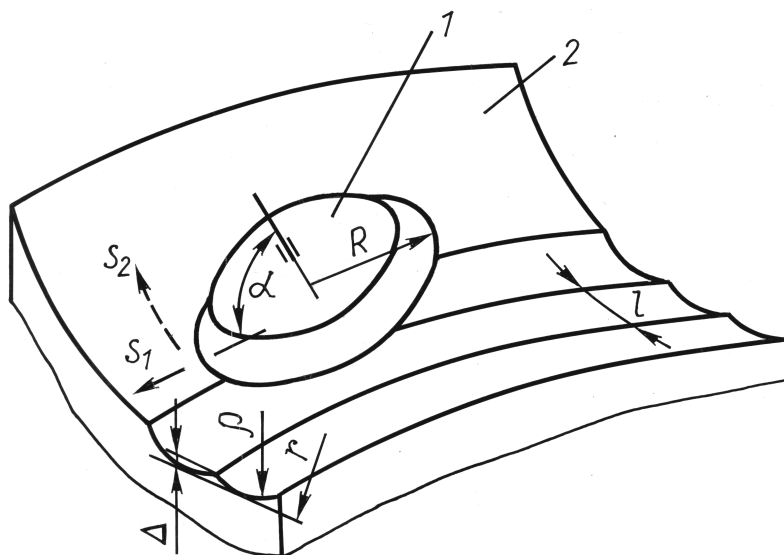


Рис. 1.11. Формообразование сложной поверхности при управлении характеристическим образом инструмента

При такой установке фрезы ее характеристический образ в виде эллипса имеет точечный контакт с номинальной поверхностью изделия 2. Поэтому при межстрочечной подаче S_2 на ширине строчки, равной l , образуются гребни, высота Δ которых определяется по зависимости (1.11). Для данной схемы обработки характеристический образ инструмента в пределах ширины строчки с достаточной для практических расчетов точностью аппроксимируется окружностью, радиус которой равен радиусу кривизны в вершине эллипса, принадлежащей его малой оси. Поэтому $\rho = R/\cos\alpha$, где R – радиус торцевой фрезы. Тогда погрешность формообразования

$$\Delta = 0,125l^2 (\cos\alpha/R \pm 1/r). \quad (1.17)$$

Из (1.17) следует, что при обработке поверхности переменной кривизны торцевой фрезой, наклоненной к направлению подачи под постоянным углом α , погрешность формообразования Δ переменна вдоль строчки, что исключает возможность обеспечить одинаковое качество обработки на всей поверхности. Стабилизация величины Δ за счет изменения межстрочечной подачи снижает производительность, поэтому более эффективно управление формой образующих элементарных поверхностей.

В рассматриваемой схеме это достигается непрерывным изменением угла наклона α согласно зависимости

$$\alpha = \arccos R(8\Delta/l^2 \pm 1/r). \quad (1.18)$$

В этом случае трансформация характеристического образа инструмента обеспечивает постоянное значение $|K_1 + K_2|$ и условия для наилучшего приближения обработанной поверхности к номинальной поверхности изделия.

Рассмотренный метод управления формой характеристического образа инструмента может быть использован также для повышения точности частичного формообразования круглых и некруглых цилиндрических поверхностей [8] и решения других задач. Во всех случаях возможность управления характеристическим образом инструмента должна быть предусмотрена при проектировании станка.

Реализация методов управления формообразованием. Возможность практической реализации одного или нескольких методов управления характеристическим образом инструмента должна быть обеспечена при проектировании формообразующей системы станка. Рассмотрим это на примере кинематического профилирования некруглых цилиндрических поверхностей (рис. 1.12).

Существенными признаками данной схемы обработки является применение режущего инструмента с равномерно расположенными по окружности производящими и режущими элементами, параллельность оси L_1 заготовки 1 и оси L_2 инструмента 2, образование движения профилирования двумя согласованными вращательными движениями B_1 и B_2 соответственно вокруг осей L_1 и L_2 . Вращательные движения могут сообщаться или только заготовке, или только инструменту, или, как показано на рис. 1.12, заготовке и инструменту.

В последнем случае некруглый профиль образуется при сообщении заготовке 1 и режущему инструменту 2 согласованных вращательных движений B_1 и B_2 с угловыми скоростями, соответственно ω_1 и ω_2 , вокруг параллельных осей L_1 и L_2 , расстояние между которыми $l = R + r$, где R – расстояние от вершины C

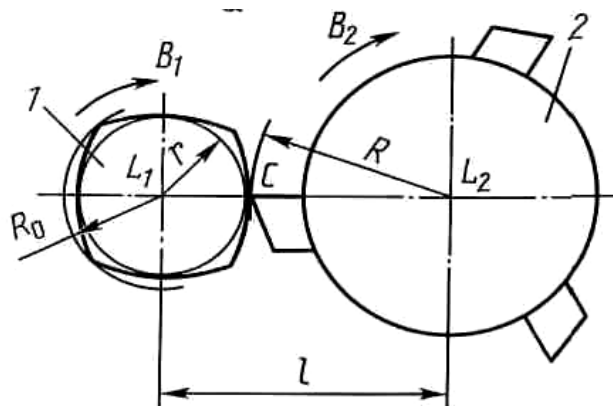


Рис. 1.12. Профилирование некруглой поверхности инструментом внешнего касания:

резца до оси L_2 вращения инструмента, r – радиус вписанной в профиль окружности.

Если указанные оси параллельны, то точка C в относительном движении перемещается по траектории, уравнение которой

$$\begin{cases} x = l \cos \alpha - R \cos(\beta - \alpha) \\ y = l \sin \alpha + R \sin(\beta - \alpha) \end{cases}, \quad (1.19)$$

где β – угол поворота точки C вокруг оси L_2 , соответствующий углу α поворота заготовки вокруг оси L_1 .

Отношение β/α должно обеспечивать процесс непрерывного деления и требуемую форму профиля обработанных граней – выпуклую, вогнутую или приближающуюся с требуемой точностью к прямой. Например, при $\beta/\alpha=1$ грани профилируются по окружности, при $\beta/\alpha=2$ – по эллипсу.

Управление формообразованием по рассматриваемой схеме путем изменения характеристического образа инструмента позволяет модифицировать профиль обработанной поверхности. Форма характеристического образа инструмента зависит от взаимного расположения осей инструмента и заготовки (рис. 1.13), что может быть использовано для коррекции исходного профиля многогранной поверхности с целью повышения точности формообразования.

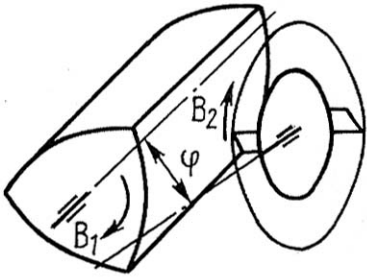
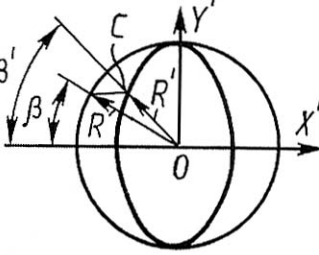
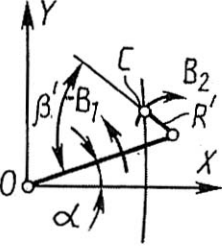
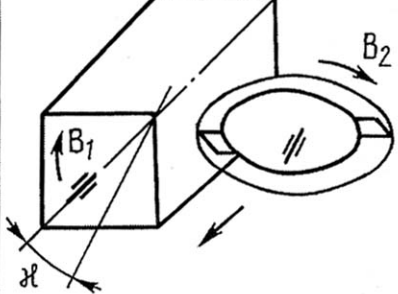
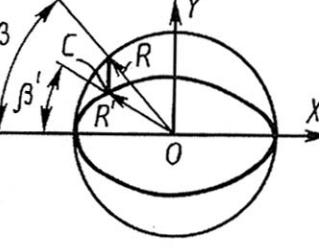
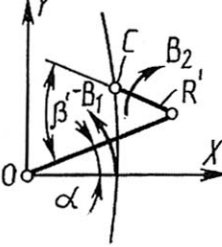
Номер схемы	Схема обработки	Форма характеристического образа инструмента	Кинематика профилирования
I			
II			

Рис. 1.13. Схемы модификации многогранных поверхностей

Если ось вращения инструмента пересекается под углом φ с осью вращения заготовки (см. рис. 1.13, схема I), то проекция траектории вершины резцов (точки C) на плоскость ее вращения представляет собой эллипс, уравнение которого в системе координат X_1Y_1 , связанной с инструментом, имеет вид

$$x_1^2 / (R \cos \varphi)^2 + y_1^2 / R^2 = 1. \quad (1.20)$$

Поэтому координаты R и β вершины резца связаны с координатами R' и β' ее проекции C на данный эллипс соотношениями: $R' = RA$; $\beta' = \arcsin(\sin \beta / A)$, где $A = (\cos^2 \beta \cos^2 \varphi + \sin^2 \beta)^{0,5}$.

Точка C с координатами R' и β' (рис. 1.13) в относительном движении образует линию

$$\begin{cases} x = l \cos \alpha - R' \cos(\beta' - \alpha) \\ y = l \sin \alpha + R' \sin(\beta' - \alpha) \end{cases}, \quad (1.21)$$

где $l = r + R \cos \varphi$.

Так как отклонение Δ траектории движения производящей точки C от вписанной в некруглый профиль окружности радиусом r составляет $\Delta = r - x$, то при $\varphi \neq 0$

$$\Delta = r(1 - \cos \alpha) + R(A \cos(\arcsin(\sin 2\alpha / A) - \alpha) - \cos \varphi \cos \alpha). \quad (1.22)$$

Следовательно, с увеличением угла φ возрастает кривизна образуемого профиля.

Если оси инструмента и заготовки скрещиваются под углом γ (рис. 1.13, схема II), то проекция траектории вершин резцов на плоскость вращения заготовки является эллипсом

$$x_1^2 / R^2 + y_1^2 / (R \cos \gamma)^2 = 1, \quad (1.23)$$

поэтому образуемая линия описывается уравнениями (1.21), в которых: $R' = RB$; $\beta' = \arccos(\cos \beta / B)$; $B = (\cos^2 \beta + \sin^2 \beta \cos^2 \gamma)^{0,5}$.

В частном случае, при $\beta = 2\alpha$ и $\gamma \neq 0$, отклонение

$$\Delta = r - x = r(1 - \cos \alpha) - R(\cos \alpha - B \cos(\arccos(\cos 2\alpha / B) - \alpha)), \quad (1.24)$$

поэтому с увеличением угла γ кривизна профиля уменьшается. Это позволяет модифицировать обработанную поверхность, например, для приближения граней к плоским с заданной точностью без дополнительного корректирующего движения резцов вращающегося инструмента в радиальном направлении.

Обе схемы управления характеристическим образом инструмента обеспечивает формообразующая система станка-профилятора с ЧПУ (рис. 1.14) [8].

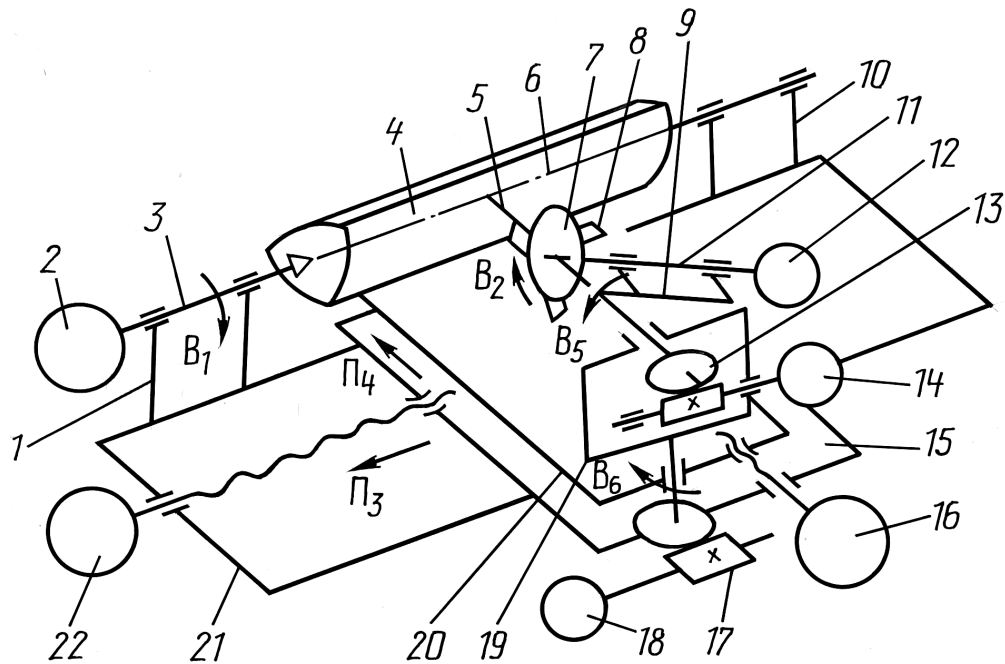


Рис. 1.14. Кинематическая схема станка-профилятора

На станине 21 расположены передняя бабка 1, задняя бабка 10 и продольный суппорт 15. Шпиндель 3 несет обрабатываемое изделие 4, геометрическая ось которого совмещена с осью 6 центров станка. На поперечном суппорте 20 смонтированы стойка 19 и механизм 17 ее поворота B_6 с приводом 18 для управления характеристическим образом инструмента по схеме I (см. табл. 1.1).

Шпиндель 11 инструментальной бабки 9 оснащен резцовой головкой 7, вершины зубьев 8 которой расположены в одной плоскости. Инструментальная бабка установлена на стойке с возможностью поворота B_5 вокруг оси 5, которая пересекается с осью 6 центров станка. Этот поворот обеспечивается механизмом 13 от привода 14 и служит для управления характеристическим образом инструмента по схеме II (см. табл. 1.1).

Движения B_1 , B_2 , $П_3$ и $П_4$ осуществляются соответственно приводами 2, 12, 16 и 22, которые вместе с приводами 14 и 18 связаны с системой программного управления. Приводы 14 и 18 обеспечивают изменение углового положения шпинделей 3 и 11 как при настройке, так и в процессе обработки с целью управления формообразованием.

Профиль изделия образуется согласованной системой управления движениями B_1 и B_2 , а формообразование по длине обеспечивается движением $П_3$ или сочетанием движений $П_3$ и $П_4$. При переменной вдоль оси изделия кривизне профиля бабке 9 сообщается непрерывный поворот вокруг оси 5.

1.3. Исполнительные движения в станках при формообразующей обработке

Основные типы движений. Для реализации принятой схемы формообразования поверхности с заданными параметрами необходимы исполнительные движения, каждое из которых выполняет определенную функцию. В совокупности они обеспечивают требуемое перемещение режущей кромки относительно заготовки. К ним относятся движения формообразования (Φ), деления (Δ), ориентирующие (Op) и установочные ($Уст$), входящие в первую группу движений.

Движение формообразования – это относительное перемещение инструмента и заготовки, в результате которого на ней в процессе обработки образуется заданная поверхность. Движениями формообразования являются, например, вращение заготовки и перемещение резца при точении, перемещение резца по винтовой линии при нарезании резьбы на токарно-винторезном станке.

Движение деления – это движение, перемещающее траекторию движения формообразования в новое геометрическое положение для образования нескольких одинаковых по форме поверхностей. Движением деления является, например, периодический поворот заготовки 1, на которой инструментом 2 обрабатываются пазы (рис. 1.15, а), на угол β между последовательно обрабатываемыми пазами.

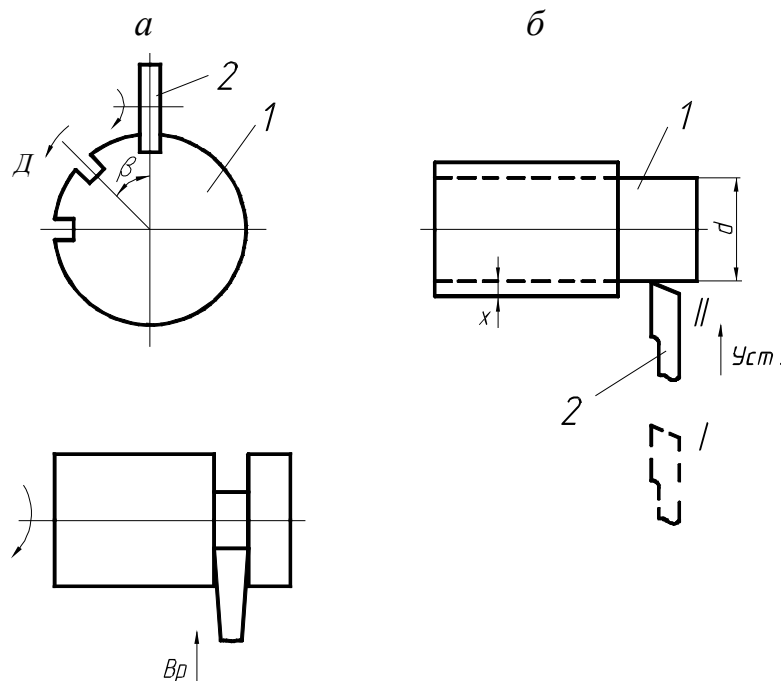


Рис. 1.15. Схемы выполнения движений на станках: а – движение деления (Δ); б – установочное движение ($Уст$); в – движение врезания ($Вр$).

Делительное движение может быть также непрерывным. В этом случае оно совмещается с одним из формообразующих движений, которое выполняет одновременно процессы формообразования и деления, что характерно, например, для обработки зубчатых колес червячными режущими инструментами обкатного типа.

Установочным называется движение, приводящее инструмент 2 и заготовку 1 в положение, обеспечивающее возможность снятия слоя материала глубиной t и получения заданного размера d обработанной поверхности (рис. 1.15, б). Таким движением является, например, перемещение резца 2 из позиции I в позицию II. Установочное движение, при котором происходит резание, называется движением врезания (Bp) (рис. 1.15, в). При отсутствии процесса резания установочное движение является *наладочным*.

Ориентирующим (Op) называется движение, которое обеспечивает постоянную ориентацию инструмента относительно обработанной поверхности, например, для стабилизации его рабочих углов. Предпочтительно, чтобы это движение не влияло на форму образуемой поверхности.

Все движения формообразования являются *движениями резания*. Если для обработки поверхности требуется одно движение формообразования, то оно является *движением скорости резания* и обозначается Φ_v . При двух движениях формообразования одно из них будет движением резания Φ_v , а другое – *движением подачи* Φ_s . При трех и более движениях формообразования одно является движением резания Φ_v , а остальные – движением подачи Φ_{s1} , Φ_{s2} и т.д.

Рассмотренные движения относятся к первой группе движений.

Движения второй группы подразделяются на движения управления (Upr) и вспомогательные ($Bсп$). К движениям управления относятся те, которые совершают органы управления, регулирования и координирования всех других исполнительных движений станка. Такими органами являются командоаппараты, кулачки, муфты, ограничители хода и др. К вспомогательным движениям относятся движения, обеспечивающие установку, зажим, освобождение, транспортирование заготовок, перемещение в исходное положение и смену инструмента, удаление стружки, правку инструмента и т.п.

Структура и параметры исполнительных движений. Любое *исполнительное движение* на станке создается *элементарными движениями*, к которым относятся: вращательное (B), поступательное ($П$), осциллирующее (O), качательное (K). Элементарные движения не могут быть самостоятельными вне исполнительного движения.

По структуре исполнительное движение может быть *простым* (образовано одним элементарным движением) или *сложным* (образовано двумя или более элементарными движениями). Поэтому простыми испол-

нительными движениями являются, например: $\Phi_v(B_1)$; $\Phi_s(P_2)$; $D(B_3)$; $Vp(P_4)$, а сложными – $\Phi_v(B_1B_2)$; $\Phi_s(B_3P_4)$; $D(B_5P_6)$; $\Phi_v(B_1B_2P_3)$.

Структура движения зависит от формы создаваемой линии (плоская или пространственная) и метода ее формообразования. Для упрощения исполнительных движений производящие линии целесообразно принимать плоскими или расположенными на поверхностях вращения в соответствии с координатной системой станка. С учетом типовых геометрических моделей процессов формообразования могут быть установлены типовые структуры исполнительных движений.

Методом следа плоская линия может быть образована одним или двумя элементарными движениями B , P , O и K . При дополнительных требованиях (повышение точности формообразования, стабилизация рабочих углов инструмента) в структуру исполнительного движения вводится соответствующее движение, например, ориентирующее.

Неплоская линия, расположенная на цилиндрической поверхности вращения, образуется исполнительными движениями (BP) , (BO) и (BPO) при условии, что элементарные движения P и O направлены вдоль образующей цилиндрической поверхности. Неплоские линии на конических поверхностях вращения образуются, если движения P и O направлены вдоль образующей поверхности (обеспечивается компоновкой станка), а также за счет введения движения P_2 для изменения радиуса конической поверхности, т.е. исполнительными движениями (BP_1P_2) , (BOP_2) , (BP_1OP_2) . Такими же комбинациями элементарных движений образуются неплоские линии, расположенные на поверхностях вращения с криволинейной образующей, а также линии, принадлежащие сложнопрофильным поверхностям, при сообщении вращательного движения обрабатываемому изделию. Приведенные модели кинематики формообразования в общем случае дополняются движениями ориентации.

Универсальная кинематическая модель формообразования пространственных линий произвольной формы методом следа основана, в частности, на движении $(P_1P_2P_3B_1B_2)$, в котором движения P_1 , P_2 и P_3 обеспечивают перемещение производящего элемента в декартовой системе координат, а движения B_1 и B_2 служат для ориентации инструмента относительно заданной номинальной поверхности изделия.

Кинематические модели формообразования производящих линий *методом касания* отличаются от рассмотренных выше независимым движением резания Φ_v (обычно вращательным) для образования дополнительных траекторий производящих элементов инструмента, формирующих заданную производящую линию.

Кинематика формообразования производящих линий *методом обката* обусловлена относительным перемещением аксоидов [28]. В зависимости от формы аксоидов их относительное перемещение создается определенной комбинацией взаимосвязанных элементарных движений: (*ВП*) – для цилиндрического и плоского аксоидов; (*ВВ*) – для цилиндрических, конических и гиперболических аксоидов вращения; (*ВВП*) – если один из аксоидов имеет некруглую форму.

Элементарные движения, составляющие сложное исполнительное движение, должны быть одновременны, а их параметры – функционально взаимосвязаны. Например, при точении на станке с ЧПУ поверхности с переменным по длине детали диаметром необходимо сложное движение подачи $\Phi_s(P_2P_3)$, образованное перемещениями P_2 и P_3 продольного и поперечного суппортов с подачами S_1 и S_2 соответственно, которые должны быть взаимосвязаны определенной зависимостью. Так, при обработке конической поверхности с углом α наклона образующей соотношение между значениями S_1 и S_2 выражается зависимостью $S_2 / S_1 = \operatorname{tg}\alpha$, которая должна обеспечиваться системой управления, например, аналоговой (копировальной) или числовой (ЧПУ).

Каждое исполнительное движение происходит в пространстве и времени и характеризуется соответствующими *параметрами* [31], возможность настройки которых должна быть обеспечена при проектировании станка за счет введения соответствующих механизмов – органов настройки. *Пространственными параметрами* движения являются:

- траектория (T) – форма пути, по которому движется фиксированная точка;
- исходное положение (O), соответствующее началу движения по траектории;
- путь (L) – протяженность траектории между начальной и конечной точками;
- скорость (V) перемещения точки по траектории;
- направление движения в положительном (+) или отрицательном (-) направлении;
- относительное геометрическое положение траектории рассматриваемого движения;
- абсолютное геометрическое положение траектории.

Параметры (T, O, L, V, \pm) характеризуют непосредственно само движение, остальные – положение траектории данного движения в пространстве.

Во времени движение оценивается двумя параметрами:

- моментом начала движения, характеризующим положение данного движения в общем цикле или последовательности движений;
- характером движения в смысле непрерывности.

Траектория исполнительного движения зависит от числа и параметров образующих его элементарных движений: формы траекторий и их исходных геометрических положений; законов изменения скоростей; сочетания направлений и др. Изменение хотя бы одного из элементарных движений приводит к иной траектории сложного исполнительного движения. Простые исполнительные движения всегда имеют постоянную траекторию, остальные их параметры могут быть переменными.

Два последних пространственных параметра обычно обеспечиваются конструктивно – компоновкой станка, а остальные параметры – соответствующими органами настройки, которые должны быть предусмотрены при проектировании станка. Исполнительное движение настраивается максимум по пяти параметрам – траектории, пути, скорости, направлению и исходному положению. Количество настраиваемых параметров в общем случае зависит от характера движения (табл. 1.1).

Определение количества движений. Сложность кинематики станка зависит от количества и структуры исполнительных движений, прежде всего движений формообразования, которые в значительной степени определяют его производительность, точность, универсальность и другие технико-экономические показатели. Поэтому при проектировании кинематики станка требуется определить количество движений формообразования.

Количество движений формообразования H_ϕ , необходимое для обработки поверхности, определяется зависимостью [31]:

$$H_\phi = H_o + H_n - 0,5 H_c, \quad (1.25)$$

где H_o , H_n – количество формообразующих движений для воспроизведения соответственно образующей и направляющей; H_c – количество совмещенных движений.

Таблица 1.1

Настраиваемые параметры в зависимости от характера движения

Движение	Траектория движения			
	замкнутая		незамкнутая	
	Настраиваемые параметры движения			
	количество	наименование	количество	наименование
Простое	2	скорость направление	4	исходное положение путь скорость направление
Сложное	3	траектория скорость направление	5	траектория исходное положение путь скорость направление

Совмещенным называется движение, которое служит для воспроизведения обеих производящих линий. Например, при обработке концевой сферической фрезой (см. рис. 1.3, *p*) обе производящие линии фасонной поверхности образуются методом касания, поэтому теоретически необходимы четыре движения формообразования: Φ_{v1} и Φ_{s1} – для воспроизведения образующей; Φ_{v2} и Φ_{s2} – для направляющей. Фактически же исполнительные движения Φ_{v1} и Φ_{v2} представляют одно движение Φ_v – вращение фрезы со скоростью резания, т.е. являются совмещенными. Таким образом, поверхность обрабатывается не четырьмя, а тремя движениями Φ_v , Φ_{s1} и Φ_{s2} .

Количество движений H_ϕ для различных методов формообразования поверхностей проведено в табл. 1.2. Параметры исполнительных движений задаются в зависимости от характера движений (см. табл. 1.1).

Необходимость в делительном и ориентирующем движении определяется в основном конструкцией детали и геометрией обработанной поверхности (наличие у детали нескольких одинаковых поверхностей, переменная кривизна производящих линий поверхности), а также зависит от метода формообразования. Например, при формировании методом следа линии переменной кривизны для стабилизации рабочих углов инструмента (резца) необходимо ориентирующее движение. Если же эта линия формируется методом касания вращающимся инструментом (фрезой), то такое движение не требуется.

Установочные и вспомогательные движения определяются схемой и циклом обработки поверхности.

Таблица 1.2

Количество исполнительных движений при различных методах формообразования

Метод формообразования образующей	Метод формообразования направляющей	Количество движений формообразования H_ϕ
копирование	копирование	0+0=0
копирование	след	0+1=1
копирование	касание	0+2=2
копирование	обкат	0+1=1
след	след	1+1=2
след	касание	1+2=3
след	обкат	1+1=2
обкат	след	1+1=2
обкат	обкат	1+1=2
касание	след	2+1=3
касание	обкат	2+1=3
касание	касание	2+2=4 практически $H_\phi=3$

1.4. Структурное представление кинематических схем обработки

Структура схемы обработки. Кинематическая схема обработки включает в себя абсолютные движения инструмента и заготовки в процессе обработки заданной поверхности, а также необходимые делительные и установочные движения. Она является базой для проектирования кинематической схемы станка. Если на станке должны обрабатываться различные поверхности, то для каждой из них составляется соответствующая кинематическая схема обработки, которая должна реализовываться его кинематикой.

Кинематическая схема обработки составляется на основе исполнительных движений формообразования, деления, ориентации и др., путем распределения составляющих их элементарных движений между инструментом и заготовкой. Например, формообразование цилиндрической поверхности, осуществляемое двумя исполнительными движениями $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_s(P_2)$, в зависимости от их распределения между резцом и заготовкой, возможно четырьмя кинематическими схемами обработки: 1 – оба движения сообщаются заготовке (обработка на автоматах продольного точения); 2 – движение B_1 сообщается заготовке, P_2 – резцу (обработка на универсальных токарных станках); 3 – движение B_1 сообщается резцу, P_2 – заготовке (обработка на бесцентровых токарных станках); 4 – оба движения сообщаются резцу (обработка на специальных токарных станках, например, шеек неподвижных коленчатых валов). Каждая из этих схем имеет определенные преимущества и недостатки, обуславливающие область ее эффективного применения. Поэтому при проектировании кинематики станка необходимо, исходя из его назначения, проанализировать возможные схемы обработки и с учетом опыта станкостроения выбрать рациональную.

Методы представления схем обработки. Наглядное представление о кинематической схеме обработки дает ее *графическое изображение*, отражающее взаимное расположение инструмента и заготовки и сообщаемые им движения. В качестве примера на рис. 1.16 показана кинематическая схема фрезерования многозаходной резьбы на длинных валах. Винтовая поверхность резьбы образуется сочетанием методов копирования и касания, поэтому формообразующими движениями будут движения резания $\Phi_v(B_1)$ и подачи $\Phi_s(B_2P_3)$. Из составляющих их элементарных движений в данном случае инструменту 2 сообщаются движения B_1 и P_3 , а заготовке 1 – вращение B_2 .

Для осуществления движения деления $D(B_4)$ заготовке сообщается также периодически, после обработки каждой канавки, поворот на угол $2\pi/k$, где k – число заходов резьбы. Движение установки $Уст(P_5)$ обеспечивается перемещением P_5 инструмента. Вспомогательными движениями являются движения, обратные по направлению движениям Φ_s и $Уст$. Враща-

тельные движения инструмента и заготовки осуществляются вокруг осей, скрещивающихся под углом η (рис. 1.16, б), равным углу β подъема резьбы.

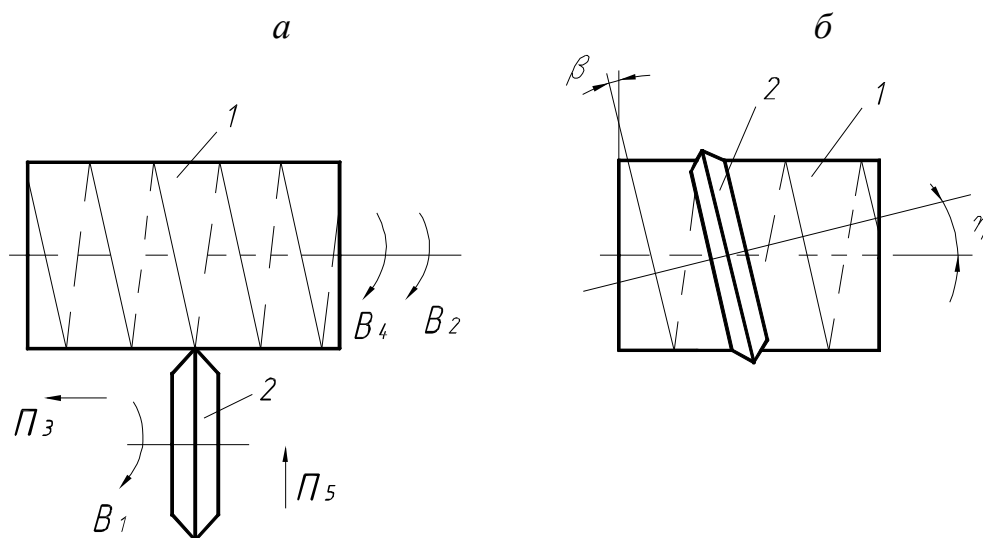


Рис. 1.16. Кинематическая схема резьбофрезерования:
а – кинематическая схема обработки; б – схема установки инструмента

Для анализа и синтеза схем обработки важное значение имеет метод их информационного представления. Он должен отвечать требованиям однозначности, краткости, универсальности, полноты и наглядности, обеспечивать возможность применения технических средств переработки информации. Естественный язык описания не обеспечивает совместное выполнение этих требований, поэтому более предпочтительны формализованные методы описания, удобные для автоматизированного проектирования.

Формализованное представление схем обработки впервые предложено в работе [7] в виде *цифрового кодирования* в соответствии с предложенной их классификацией. Каждой схеме присвоен код из трех цифр, первая из которых обозначает группу схем, а остальные – номер схемы в данной группе. Группы различаются количеством и видом (вращательное, поступательное) движений:

- первая группа – одно прямолинейное движение;
- вторая группа – два прямолинейных движения;
- третья группа – одно вращательное движение;
- четвертая группа – одно вращательное и одно прямолинейное движение и т. д.

В пределах каждой группы схемы различаются направлениями и относительным расположением траектории движений.

Цифровое кодирование дает представление о схемах обработки лишь при наличии классифицированной таблицы, содержащей их графическое изображение. Цифровые коды не раскрывают существенные признаки схем, что затрудняет их сопоставительный анализ.

Для описания схем формообразования и кинематических схем обработки целесообразно применять формализованный метод в виде *структурной формулы*, представляющей совокупность определителей их существенных признаков [8]. Существенными являются следующие признаки, определяющие форму обработанной поверхности: метод формообразования поверхности; общая схема обработки (характеристика формообразующего инструмента и пространственные параметры, определяющие взаимное расположение инструмента и заготовки); параметры, характеризующие кинематику формообразования и кинематическую схему обработки.

В структурной формуле каждый признак записывается условными обозначениями, совокупность которых представляет определитель данного признака. Поэтому структурная формула любой схемы формообразования является объединением трех определителей ее существенных признаков, что значительно упрощает анализ рассматриваемых схем.

Определитель метода формообразования поверхности включает обозначение методов образования производящих линий в пространстве и времени, выполняемое приведенными выше условными обозначениями. Например, определитель $[Сл_n, Об_n]$ задает метод формообразования поверхности, при котором в одном координатном направлении она создается методом следа при непрерывном контакте производящего элемента с номинальной поверхностью, во втором – методом обката при дискретном контакте.

В описаниях схем обработки формообразующие инструменты различаются, прежде всего, типом и формой производящих элементов, под которыми понимаются их геометрические образы, формирующие поверхности. Поэтому в определителе должны быть указаны тип (поверхность – $П$, линия – $Л$, точка – $Т$, система линий – $СЛ$, система точек – $СТ$) и форма производящей поверхности, например: $ПЦ$, $ПК$, $ПВ$, $ПФ$ – соответственно цилиндрическая, коническая, винтовая, фасонная производящая поверхность; $ЛП$, $ЛО$, $ЛЭ$ – прямая, в виде окружности, эвольвенты производящая линия и т.п. или системы линий $СЛП$, $СЛО$, $СЛЭ$. При более детальном описании в этот определитель включаются дополнительные сведения, например, о взаимном расположении и ориентации производящих элементов, их количестве и геометрических параметрах.

Определитель пространственных параметров общей схемы обработки задает множество геометрических осей, направлений и плоскостей координатных перемещений инструмента и заготовки и их относительное расположение. Для записи этого определителя можно использовать следующие обозначения:

$u(w)$ – ось вращения или геометрическая ось инструмента (заготовки);

$u_i(w_i)$ – дополнительные оси вращательных движений инструмента (заготовки);

x, y, z – направления (оси) координатных перемещений, образующие систему координат;

$\perp, \parallel, \times, \cdot, \angle$ – соответственно перпендикулярность, параллельность, пересечение, скрещивание под прямым и непрямым углом различных осей.

При необходимости в этом определителе приводятся и количественные параметры, например, значения углов между указанными осями и направлениями.

Для задания в структурной формуле кинематики формообразования *определитель кинематических параметров* должен отражать: общее количество и тип каждого элементарного движения; характер изменения скоростей элементарных движений (постоянные, переменные); взаимосвязь элементарных движений, создающих сложные исполнительные движения; количество и структуру исполнительных движений; характеристику исполнительных движений по функциональному назначению и величине скорости (главное движение, движение подачи).

При описании кинематических параметров схемы формообразования целесообразно рассматривать только те движения инструмента и заготовки, которые в основном определяют кинематическую структуру станка. К ним относятся движения, составляющие движения формообразования, резания, деления, ориентации и, в отдельных случаях, некоторые вспомогательные движения. Движения холостых ходов обычно не учитываются, поскольку они не выражаются кинематическими схемами резания.

Элементарные движения обозначаются приведенными выше индексами ($B, П, K, O$) с указанием соответствующей оси координатного перемещения: $B_u, П_z$ и т.п. Если элементарное движение осуществляется одновременно по нескольким направлениям, то соответствующие оси координат указываются в его обозначении, например, $П_{x/y}$. Неравномерность скорости непрерывного элементарного движения задается знаком \sim , а дискретность (периодичность) – индексом ∂ , например, $\tilde{B}_u, П^\partial$. Если движение сообщается заготовке, то его обозначение дополняется штрихом, например, $П'_z, B'_w$.

В описании структуры исполнительного движения указываются его функциональное назначение и элементарные движения, например, $\Phi_v(B_u), \Phi_s(B'_w П_z)$. В необходимых случаях для задания схемы обработки необходимо указать также соотношение направлений элементарных движений. Для одинаково и противоположно направленных элементарных движений описание структуры сложного движения имеет соответственно вид:

$\Phi_v(\underline{B}_u \underline{B}'_w)$ и $\Phi_v(\underline{B}_u \underline{B}'_w)$. В упрощенных структурных формулах оси не указываются, а элементарные движения задаются буквенно-цифровыми обозначениями, например, $\Phi_s(B_1\Pi_2)$. В необходимых случаях в определителе кинематики формообразования указывается также соотношение скоростей элементарных движений, например, $[\Phi_v(B_1B_2), w_1 : w_2 = m; \Phi_s(\Pi_3\Pi_4), s_1/s_2=C]$.

Формализованное описание рассмотренной выше схемы обработки фасонной фрезой многозаходной резьбы выражается структурной формулой $[Kn - Kc] [ПФ, СЛ] [u, w, z; u \mid w, z \mid w] [\Phi_v(B_u), \Phi_s(B'_w\Pi_z), Д(B'^d_w)]$. Она дает следующие сведения:

- формообразование резьбы осуществляется сочетанием методов копирования и касания при периодическом контакте производящих элементов с номинальной поверхностью;
- производящие элементы в виде системы линий расположены на фасонной инструментальной поверхности;
- обработка вращающейся заготовки осуществляется вращающимся и поступательно перемещающимся фасонным инструментом;
- геометрические оси инструмента и заготовки скрещиваются под непрямым углом и совпадают с осями их вращательных движений;
- инструмент перемещается вдоль оси, параллельной оси заготовки, его вращение осуществляется со скоростью резания и не связано с другими движениями;
- вращение заготовки функционально связано с перемещением инструмента, и эти два элементарных движения создают винтовое исполнительное движение подачи; периодически дискретным поворотом заготовки осуществляется движение деления.

В упрощенном виде схема формообразования резьбы описывается определителем кинематической схемы обработки $[\Phi_v(B_u), \Phi_s(B'_w\Pi_z), Д(B'_w)]$ или $[\Phi_v(B_1), \Phi_s(B_2\Pi_3), Д(B_4)]$. Приведенный пример показывает преимущества формализованного описания схем формообразования по сравнению с естественным, т.к. небольшая по объему запись дает полное и наглядное представление о существующих признаках рассматриваемой схемы обработки.

Без изменения схемы формообразования резьба может быть обработана по иным кинематическим схемам, отличающимся от рассмотренной распределением элементарных движений между инструментом и заготовкой. В структурных формулах это отражается перестановкой индексов в определителе кинематической схемы, например: $[\Phi_v(B_u), \Phi_s(B'_w\Pi'_z), Д(B'^d_w)]$; $[\Phi_v(B_u), \Phi_s(B_w\Pi_z), Д(B'^d_w)]$ и т.п.

Следует отметить, что формальная операция перестановки индексов в структурной формуле позволяет осуществить, с целью сравнения и выбора оптимальной, перебор всех возможных кинематических схем обработки, количество которых для принятой схемы формообразования равно числу возможных перестановок индексов, обозначающих распределение элементарных движений между инструментом и заготовкой. Данное обстоятельство делает структурные формулы эффективным средством анализа кинематических схем обработки и инструментом поиска новых. Кроме того, структурная формула кинематической схемы обработки, отражая все ее существенные признаки, может служить основой построения частной кинематической структуры и компоновки реализующего ее станка.

1.5. Задание и оптимизация структуры исполнительных движений и схем обработки

Практикой станкостроения накоплены данные по схемам обработки типовых поверхностей, которые используются при проектировании металлорежущих станков. При создании специальных станков возникают задачи, связанные с выбором схем обработки, к которым относятся: задание структуры и параметров исполнительных движений; определение параметров составляющих их элементарных движений; распределение элементарных движений между инструментом и заготовкой.

При синтезе кинематики формообразования следует учитывать, что одна и та же линия может быть образована различными сочетаниями элементарных движений. Например, спираль Архимеда, как любая плоская линия, может быть образована при сообщении производящей точке двух согласованных реверсивных прямолинейных перемещений, т.е. движением $\Phi(O_1O_2)$. Та же линия образуется при сообщении точке вращения вокруг некоторой оси и связанного с ним поступательного перемещения в плоскости вращения, т.е. движением $\Phi(B_1\Pi_2)$. Данные схемы формообразования неравнозначны по сложности их реализации на станке и влиянию на динамику работы его исполнительных механизмов. В этой связи выбор из множества возможных рационального сочетания элементарных движений имеет существенное значение и представляет один из путей оптимизации структуры исполнительных движений.

В общем случае предпочтительны комбинации нереверсивных движений, обеспечивающих по сравнению с реверсивными более высокую производительность и точность обработки за счет исключения влияния переменных по направлению инерционных нагрузок на эти показатели. Поэтому исключение реверсивных движений представляет один из путей оптимизации кинематики формообразования.

1.5.1. Исключение реверсивных движений

Реверсивные движения могут быть исключены геометрическими и кинематическими методами. Рассмотрим некоторые из них.

Геометрически рациональная структура исполнительного движения может быть обеспечена путем выбора системы координатных перемещений (рис. 1.17, *a*). Например, образование линии ab , имеющей точку перегиба, в системе координат XU двумя ортогональными перемещениями S_1 и S_2 производящей точки возможно лишь при переменном по направлению перемещении S_2 . Это характерно для традиционной схемы точения криволинейных поверхностей на станках с копировальной или числовой системой управления.

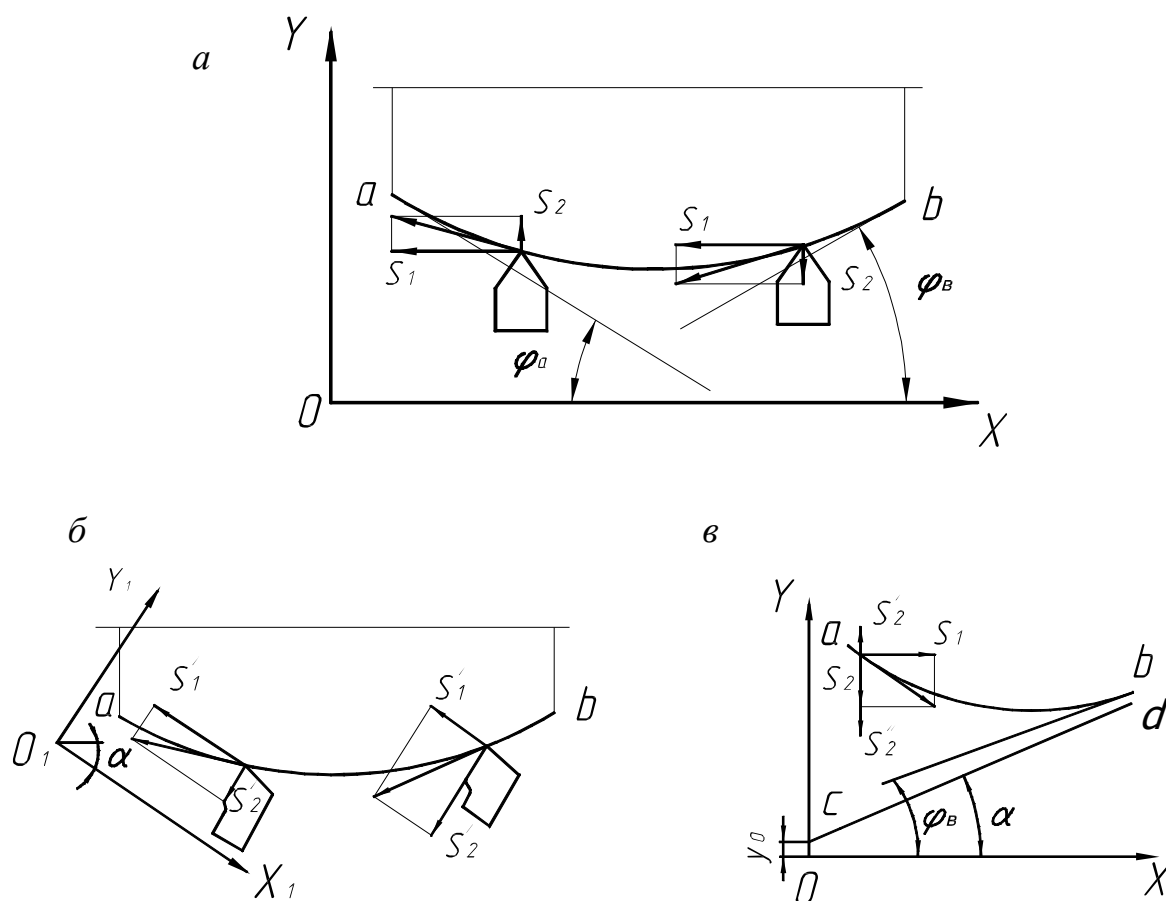


Рис. 1.17. Формообразование криволинейной производящей линии:
a – при реверсивном элементарном движении; *б* – двумя нереверсивными движениями; *в* – при дополнительном элементарном движении

Наличие переменной по направлению поперечной подачи отрицательно влияет на точность обработки из-за погрешности, обусловленной реверсированием поперечного суппорта станка.

Та же линия в системе X_1Y_1 , повернутой на угол α относительно системы XY , образуется неизменными по направлению перемещениями S_1' и S_2' (рис. 1.17, б), если $|\alpha| \geq |\varphi_{\max}|$, где φ_{\max} – максимальное значение угла между положительными направлениями кривой и осью абсцисс. Такой метод исключения реверсивного движения может быть применен при точении криволинейных поверхностей, когда продольная подача резца осуществляется под углом к оси вращения заготовки. В данном случае образующая ab номинальной поверхности создается движением $\Phi_S(\Pi_2\Pi_3)$, поэтому исключаются влияние на точность формообразования зазоров в кинематической цепи привода подачи, различия в упругих деформациях ее элементов в противоположных направлениях, нечувствительность следящей системы копировального станка.

Кинематически реверсивное движение может быть исключено сложением противоположно направленных движений, одно из которых осуществляется с постоянной, а другое – с переменной скоростью. Например, в каждый момент времени перемещение S_2 производящей точки при образовании линии ab , уравнение которой $y = f(x)$, можно представить как

$$S_2 = S_2' - S_2'', \quad (1.26)$$

где $S_2' = y_0 + x \operatorname{tg} \alpha$ – перемещение этой точки по линии cd (рис. 1.17, в); $S_2'' = y_0 + x \operatorname{tg} \alpha - f(x)$, $|\alpha| \geq |\varphi_{\max}|$.

Однако для сообщения инструменту таких движений необходимы два исполнительных органа, что усложняет конструкцию станка и снижает его жесткость.

Реверсивное поступательное движение может быть исключено также *заменой вращательным*. Рассмотрим этот метод на примере обработки бочкообразных зубьев дисковым инструментом (рис. 1.18).

Их профилирование осуществляется копированием, а формообразование по длине – методом касания движениями $\Phi_V(B_1)$ и $\Phi_S(\Pi_2O_3)$ (рис. 1.18, а). Последовательная обработка зубьев обеспечивается периодическим поворотом B_4 заготовки.

Движением O_3 расстояние между осями заготовки I и инструмента 2 изменяется в соответствии с заданной бочкообразностью зубьев. Изменение указанного расстояния обеспечивается также при сообщении инструменту вращения B_3 вокруг оси, параллельной ее геометрической оси (рис. 1.18, б). В данном случае движение подачи $\Phi_S(\Pi_2B_3)$ создается нереверсивными элементарными движениями.

На этом принципе основан также способ обработки бочкообразных зубьев концевой модульной фрезой 2 (рис. 1.18, в), которой сообщается

вращение B_1 со скоростью резания вокруг ее геометрической оси 3 и вращение B_2 вокруг оси 4, отстоящей от оси 3 на расстояние l .

Указанное расстояние непрерывно изменяется при перемещении Π_3 фрезы вдоль оси 5 заготовки, поэтому впадина между соседними зубьями имеет переменную ширину в соответствии с их бочкообразностью.

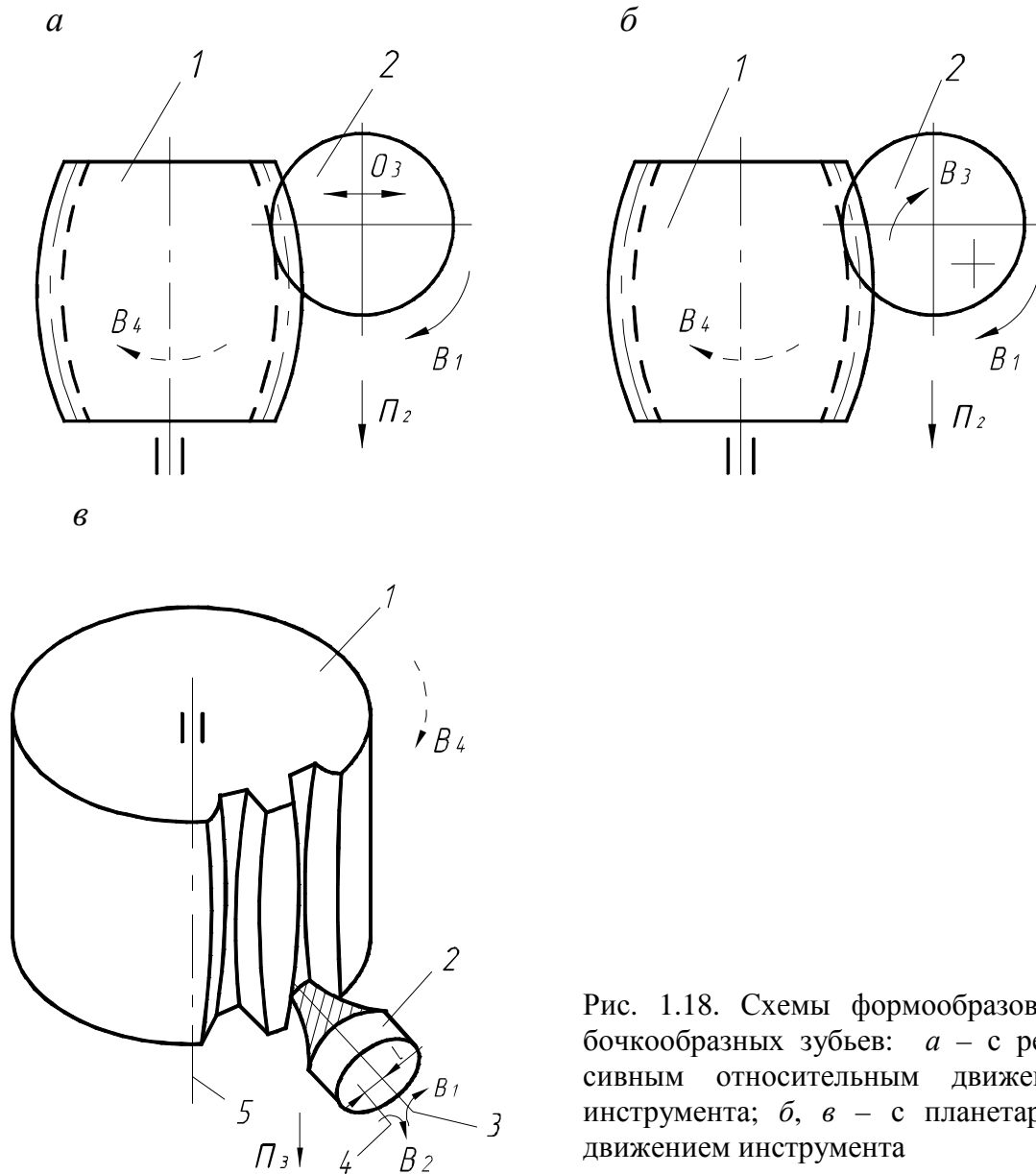


Рис. 1.18. Схемы формообразования бочкообразных зубьев: а – с реверсивным относительным движением инструмента; б, в – с планетарным движением инструмента

Рассмотренный выше метод исключения реверсивного прямолинейного движения применен в схеме токарной обработки некруглых поверхностей. По классической схеме формообразование такой поверхности осуществляется сложным движением профилирования $\Phi_v(B_1O_2)$ и простым движением подачи $\Phi_s(\Pi_3)$. В процессе обработки заготовка 1 (рис. 1.19, а) совершает вращение B_1 , а резец 2 – согласованное с ним возвратно-

поступательное движение O_2 и подачу Π_3 . Частота возвратно-поступательного движения резца задается в m раз больше частоты вращения заготовки, где m – количество выступов профиля обработанной поверхности.

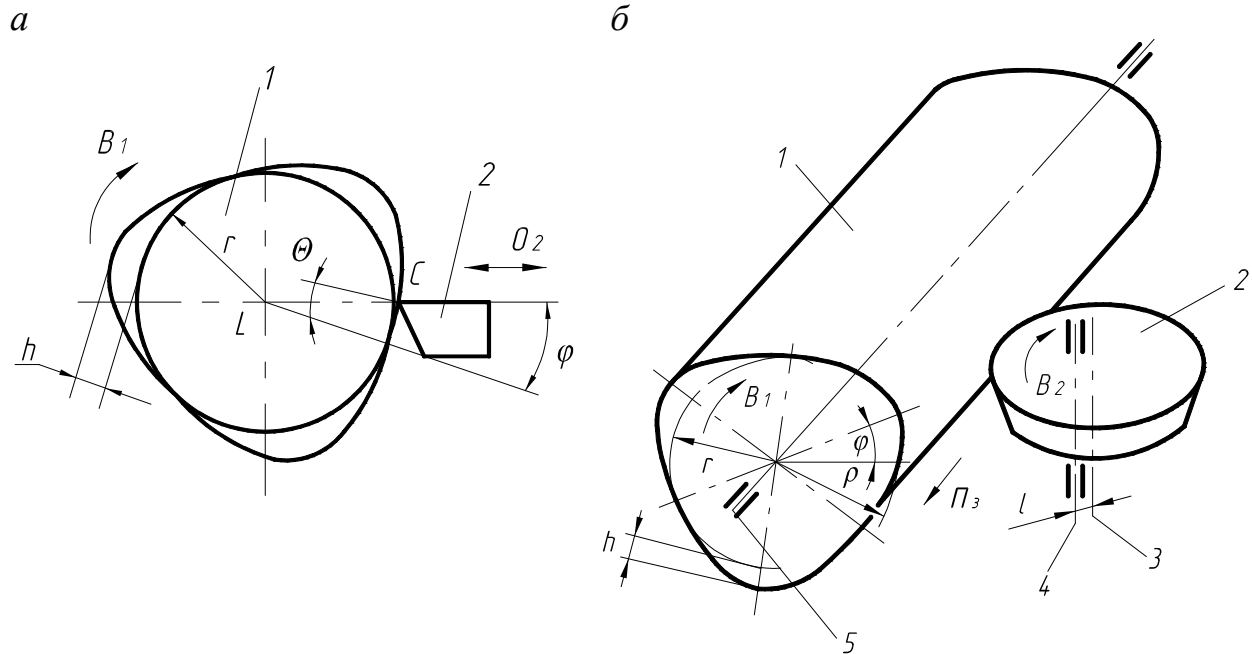


Рис. 1.19. Схемы точения некруглых поверхностей:
 а – проходным резцом; б – ротационным эксцентрично установленным резцом

В полярной системе координат профиль описывается уравнением

$$\rho = r + l(1 - \cos m\varphi), \quad (1.27)$$

где r – радиус вписанной в профиль окружности; $l = 0,5h$; h – высота выступов профиля; φ – угол поворота заготовки.

Из-за возвратно-поступательного движения резца способ имеет относительно низкую производительность [8].

Поверхность 1 с таким же профилем образуется круглым резцом 2 (рис. 1.19, б), геометрическая ось 3 которого установлена с эксцентриситетом l относительно оси 4 его вращения. Частота вращения B_2 резца задается в m раз больше частоты вращения B_1 заготовки. Формообразование поверхности в данном случае осуществляется движениями $\Phi_v(B_1B_2)$ и $\Phi_s(\Pi_3)$. В их структуре отсутствуют реверсивные элементарные движения, благодаря чему устраняются факторы, ограничивающие производительность обработки в первом случае.

Аналогично, без реверсивного элементарного движения может быть построена кинематика профилирования некруглой поверхности *методом касания* (рис. 1.20).

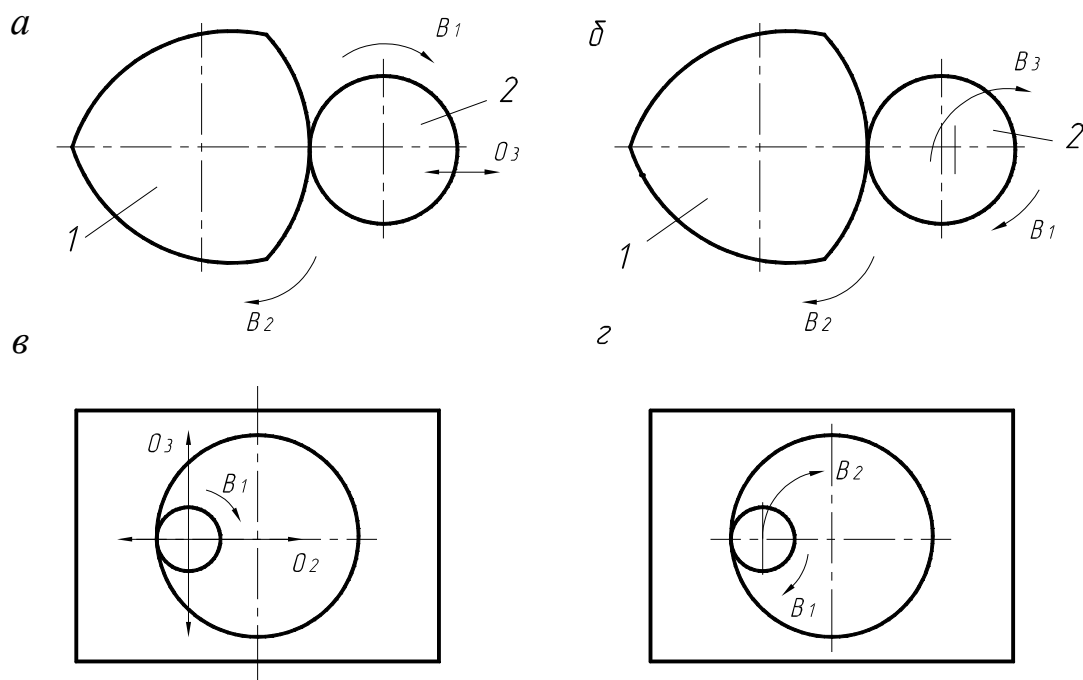


Рис. 1.20. Схемы профилирования при замене одного (а) или двух (б) реверсивных движений одним вращательным (б, г)

Данным методом при наличии реверсивного движения инструмента 2 (рис. 1.20, а) профиль изделия 1 формируется сложным движением подачи $\Phi_s(B_2O_3)$ и простым движением резания $\Phi_v(B_1)$. При замене элементарного движения O_3 вращательным (рис. 1.20, б) движение профилирования $\Phi_s(B_2B_3)$ образуется согласованными вращениями B_2 и B_3 , последнее из которых сообщается инструменту 2 вокруг оси, параллельной его геометрической оси. Для образования профиля многогранной поверхности отношение частот вращательных движений B_2 и B_3 должно быть равно числу граней поверхности. В этом случае вращение B_2 заготовки является также делительным движением, поэтому структура кинематики образования профиля поверхности включает три исполнительных движения: $[\Phi_v(B_1), \Phi_s(B_2B_3), D(B_2)]$.

В некоторых случаях одним вращательным движением можно заменить два возвратно-поступательных движения. Например, образование производящей линии в форме окружности методом касания возможно по схемам $[\Phi_v(B_1), \Phi_s(O_2O_3)]$ (рис. 1.20, в) или $[\Phi_v(B_1), \Phi_s(B_2)]$ (рис. 1.20, г). Первая схема характерна для копировально-фрезерных станков и станков с ЧПУ, вторая применяется в шлифовальных станках с планетарным движением шпинделя для обработки цилиндрических отверстий в неподвижных деталях. Движение B_2 во второй схеме выполняет ту же функцию, что два движения O_2 и O_3 в первой схеме.

Замена сложного исполнительного движения $\Phi_s(O_2O_3)$ простым $\Phi_s(B_2)$ упрощает кинематическую схему обработки и повышает точность профилирования. Однако первая схема является более универсальной, так как движением $\Phi_s(O_2O_3)$ могут быть образованы различные плоские линии, тогда как движением $\Phi_s(B_2)$ – только окружность. Поэтому при выборе структуры исполнительного движения должны учитываться как конструктивные, так и технологические факторы.

1.5.2. Совмещение и разделение движений

Совмещение исполнительных движений позволяет уменьшить их количество и упростить кинематическую схему обработки. Могут быть совмещены движения одинакового или разного функционального назначения – формообразования, деления, ориентации и др. На этом принципе основаны схемы зубообработки с образованием профиля зубьев методом обката, характерным для которых является совмещение сложного движения профилирования зубьев с простым движением деления и обеспечение тем самым непрерывности процесса зубонарезания.

Эффективным методом интенсификации процессов обработки является совмещение движений формообразования и деления при обработке различных по форме поверхностей.

Рассмотрим его применение при синтезе кинематической схемы обработки прерывистых поверхностей в виде пазов (рис. 1.21, *a*), которые могут быть расположены равномерно или неравномерно и иметь одинаковую или различную форму.

Пазы на заготовке 1 диаметром d обрабатываются дисковым инструментом 2 диаметром D , ось 5 которого наклонена под углом η к оси 4 заготовки. Инструмент оснащен z режущими зубьями 3. Если пазы расположены неравномерно (рис. 1.21, *b*), то режущие зубья объединяются в N одинаковых групп (рис. 1.21, *в*), в каждой из которых количество режущих зубьев равно числу обрабатываемых пазов. Углы между режущими зубьями должны быть в N раз меньше соответствующих углов между пазами.

Отношение i частот заготовки n_1 и инструмента n_2 должно удовлетворять условию

$$i = z / m, \quad (1.28)$$

где m – количество обрабатываемых пазов.

Направления вращательных движений B_1 и B_2 задаются так, чтобы скорость v была направлена вдоль обрабатываемого паза. Поэтому $\eta = 0,5\pi - \arcsin(v_1 / v_2)$ или

$$\eta = 0,5\pi - \arcsin(d_i / D). \quad (1.29)$$

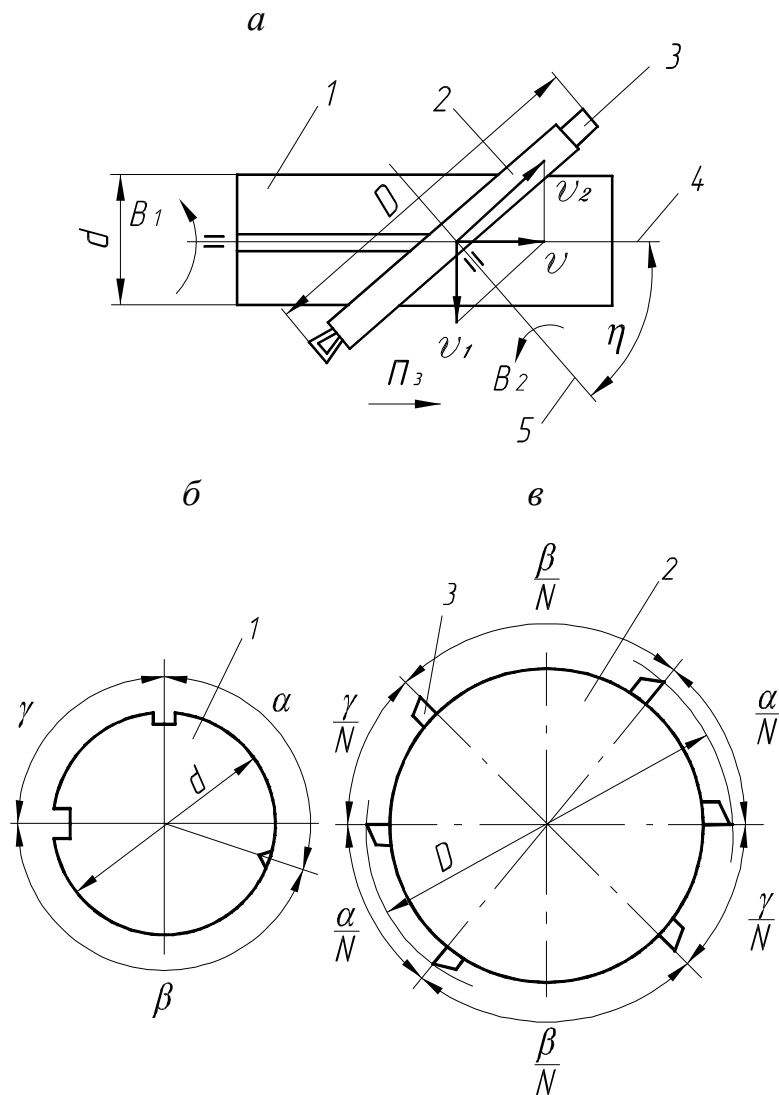


Рис. 1.21. Обработка прерывистых поверхностей при совмещении движений деления и резания: *a* – кинематическая схема обработки; *б* – расположение пазов на детали; *в* – расположение режущих элементов

Каждый из пазов формируется определенными режущими зубьями при непрерывном движении деления, совмещенном с движением резания. Благодаря этому и исключению операции смены инструмента обеспечивается повышение производительности обработки по сравнению с традиционной технологией.

Принципиальное значение при синтезе кинематики формообразования имеет *совмещение или разделение движений профилирования и резания*, так как от этого существенно зависит сложность кинематической и инструментальной подсистем обрабатывающей системы станка, а также технико-экономические показатели способа обработки.

При независимых движениях профилирования и резания возможно управление шероховатостью обработки. Например, нарезание узких ци-

линдрических колес методом обката гребенчатой фрезой 1 (рис. 1.22, а), когда заготовке 2 сообщается вращение B_2 , согласованное с ее относительным перемещением Π_3 вдоль оси вращения фрезы, осуществляется разделенными движениями $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_s(B_2\Pi_3)$. Скорость каждого из этих движений может регулироваться независимо, что позволяет управлять высотой огранки обработанной поверхности.

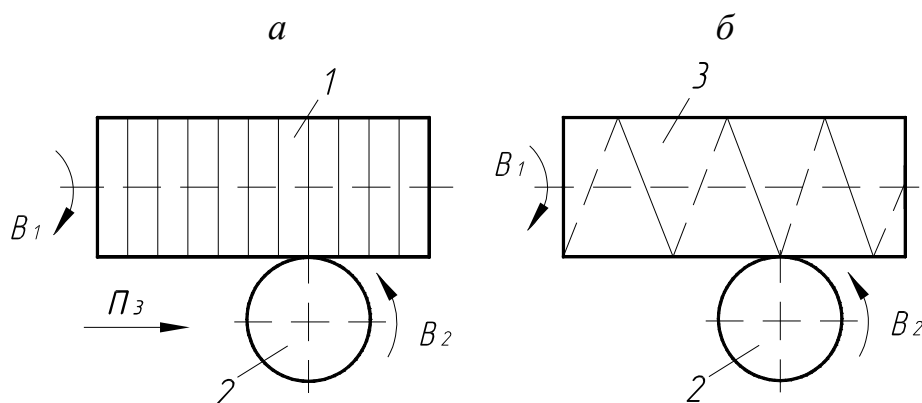


Рис 1.22. Схемы нарезания зубчатого колеса при разделенных (а) и совмещенных (б) движениях профилирования и резания

Рассмотренная схема обработки упрощается при совмещении исполнительных движений Φ_v и Φ_s , что достигается благодаря перенесению функции кинематики формообразования на режущий инструмент. Поэтому для нарезания тех же колес червячной фрезой (рис. 1.22, б) требуется одно исполнительное движение $\Phi_{v,s}(B_1B_2)$. В данном случае движение Π_3 обеспечивается конструкцией инструмента, а движения B_1 и B_2 совмещены. В результате конструкция станка упрощается, а инструмента усложняется, и исключается возможность кинематическим методом изменять высоту огранки профиля зубьев.

В обоих случаях одновременно с профилированием непрерывно выполняется процесс деления, который осуществляется за счет вращения B_2 заготовки. Таким образом, движение деления $D(B_2)$ совмещено с движением $\Phi(B_1 B_2)$.

Рассмотренный прием синтеза кинематики формообразования эффективен при профилировании сложных поверхностей методом касания. На рис. 1.23, а изображена схема образования фасонного профиля заготовки 4 инструментом 1, снабженным инструментальной цепью 3 с режущими зубьями 2. Движение профилирования $\Phi_s(B_1B_2)$ образуется согласованными вращательными движениями заготовки 4 и инструмента 1, а незави-

симое движение резания Φ_v , сообщается инструментальной цепи 3 с режущими зубьями 2.

Частным случаем данной схемы является обработка инструментом, которому сообщается планетарное движение – вращение вокруг своей геометрической оси со скоростью резания и одновременно дополнительное вращение вокруг параллельной оси, согласованное с вращением заготовки в соответствии с образуемым профилем. Благодаря разделению движений Φ_v и Φ_s обеспечивается возможность кинематически управлять высотой огранки профиля и параметрами среза.

При совмещении движений Φ_v и Φ_s профиль изделия 3 (рис. 1.23, б) образуется движением $\Phi_v(B_1B_2)$ за один оборот инструмента 1 как касательная к множеству траекторий вершин режущих зубьев 2. Так как замкнутый профиль формируется количеством кривых, равным числу режущих зубьев, то по сравнению со схемой с независимыми движениями резания и профилирования увеличивается высота огранки. Поэтому схема с совмещенными движениями предпочтительна для предварительной обработки. В данном случае, благодаря совмещению движений, упрощается конструкция инструмента.

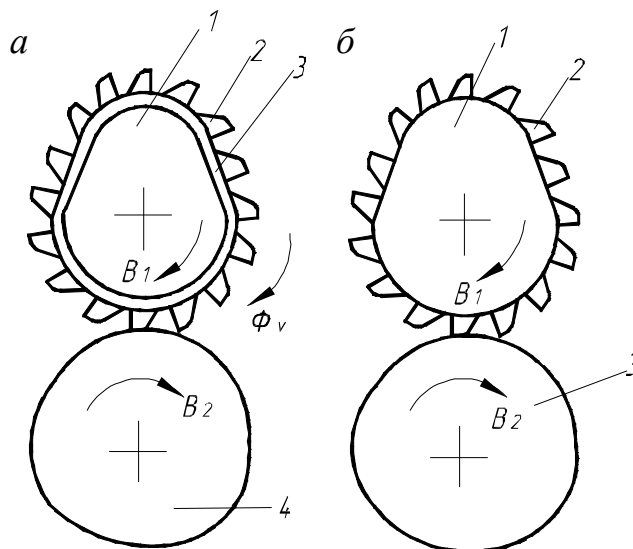


Рис. 1.23. Формообразование сложной поверхности при разделенных (а) и совмещенных (б) движениях профилирования и резания

Совмещение исполнительных движений эффективно, если оно не связано с усложнением конструкции инструмента. Рассмотрим это на примере нарезания колес с бочкообразными зубьями, когда движение, создающее бочкообразную форму зубьев, совмещено с вращением заготовки, участвующим в их профилировании.

Заметим, что наибольшее применение получил способ обработки колес с бочкообразными зубьями, основанный на непрерывном изменении по определенному закону расстояния между осями инструмента и заготовки, совершающих относительное движение обката (см. рис. 1.18, а). Изменение межосевого расстояния обеспечивается сообщением одному из исполнительных органов станка дополнительного поступательного перемещения с помощью механизма формообразования бочкообразных зубьев. Из-за дополнительного движения снижается жесткость станка (по сравнению с же-

сткостью при нарезании обычных зубьев). Обусловлено это тем, что движение, служащее для образования бочкообразности зубьев, не совмещено по траектории ни с одним из движений, обеспечивающих их профилирование.

Схема обработки бочкообразных зубьев с совмещенными по траектории движениями изображена на рис. 1.24, а. Для формирования таких зубьев 2 на равномерное вращение B_2 заготовки 1, связанное с равномерным вращением B_1 червячного инструмента 3, накладывается дополнительное колебательное движение K_4 , которое осуществляется вокруг оси 4 заготовки и связано с движением подачи Π_3 инструмента вдоль этой оси в соответствии с бочкообразностью зубьев.

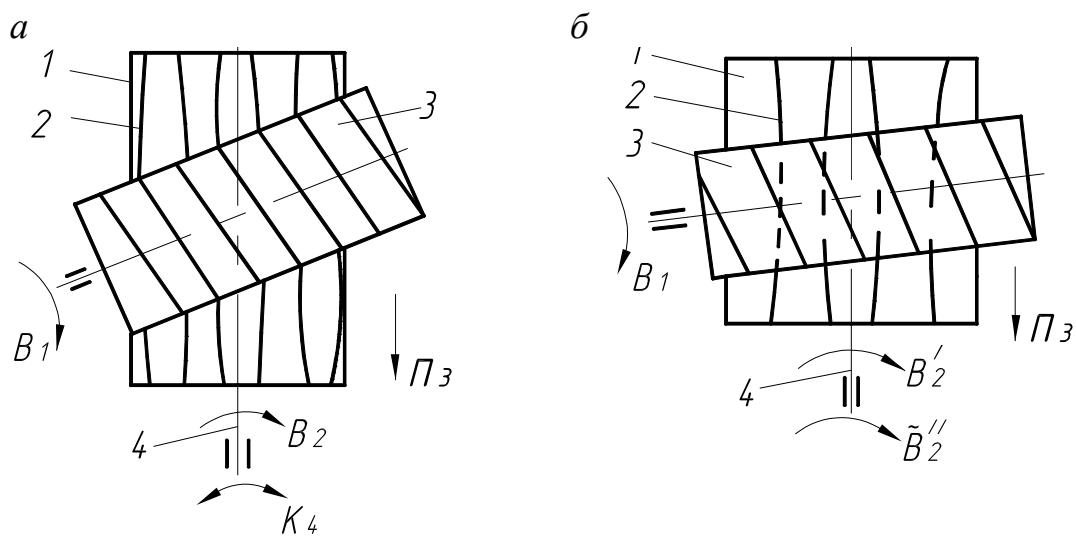


Рис. 1.24. Схемы обработки бочкообразных зубьев при совмещении движений:
а – вращательного и качательного; б – двух вращательных

Угловая скорость заготовки в данном случае

$$\omega_{zi} = \omega_u a / z + \Delta\omega_j, \quad (1.30)$$

где ω_u – угловая скорость инструмента;

a – число заходов у инструмента;

z – число нарезаемых зубьев;

$\Delta\omega_j$ – угловая скорость заготовки, обусловленная сообщением ей движения K_4 .

Незначительное изменение угловой скорости заготовки, необходимое для образования бочкообразных зубьев, позволяет технически просто осуществить сложение движений B_2 и K_4 , из которых B_2 передается заготовке по цепи обката, а K_4 – от механизма формообразования бочкообразных зубьев зубофрезерного станка, снабженного аналоговой или числовой системами управления.

Задание заготовке одновременно равномерного вращения и колебательного движения эквивалентно сообщению ей неравномерного постоянного по направлению вращения с угловой скоростью, изменяющейся по зависимости (1.30). Неравномерное вращение заготовки целесообразно представлять в виде $B_2 = B_2' + \tilde{B}_2''$ (рис. 1.24, б). Преимуществом такой кинематики формообразования бочкообразных зубьев является отсутствие реверсивного движения. Благодаря этому обеспечивается одностороннее замыкание звеньев кинематических цепей станка и, как следствие, повышение точности нарезания зубьев по сравнению с традиционной схемой обработки.

На принципе совмещения движений может быть основана также кинематика диагонального нарезания колес с бочкообразными зубьями, когда заготовке 1 (рис. 1.25, а) и червячной фрезе 2 сообщаются равномерные вращательные движения $B_1 = B_1' + B_1''$ и B_2 соответственно вокруг осей 3 и 4, а фрезе – равномерное перемещение Π_3 со скоростью v вдоль оси 3 заготовки и неравномерное перемещение $\tilde{\Pi}_4 = \Pi_4' + \tilde{\Pi}_4''$ со скоростью v_0 вдоль своей оси 4 (рис. 1.25, б).

Профиль нарезаемых зубьев образуется движениями $\Phi_v(B_1' B_2)$ и $\Phi_{S1}(B_1'' \Pi_4')$, а криволинейная их форма по длине – движением $\Phi_{S2}(\Pi_3 \tilde{\Pi}_4'')$. Таким образом, движение Π_4 представляет собой сумму двух движений, из которых Π_4' участвует в образовании профиля, в Π_4'' – формы нарезаемых зубьев. Благодаря совмещению этих движений нарезание бочкообразных зубьев осуществляется при том же числе координатных перемещений в станке, что и прямых зубьев.

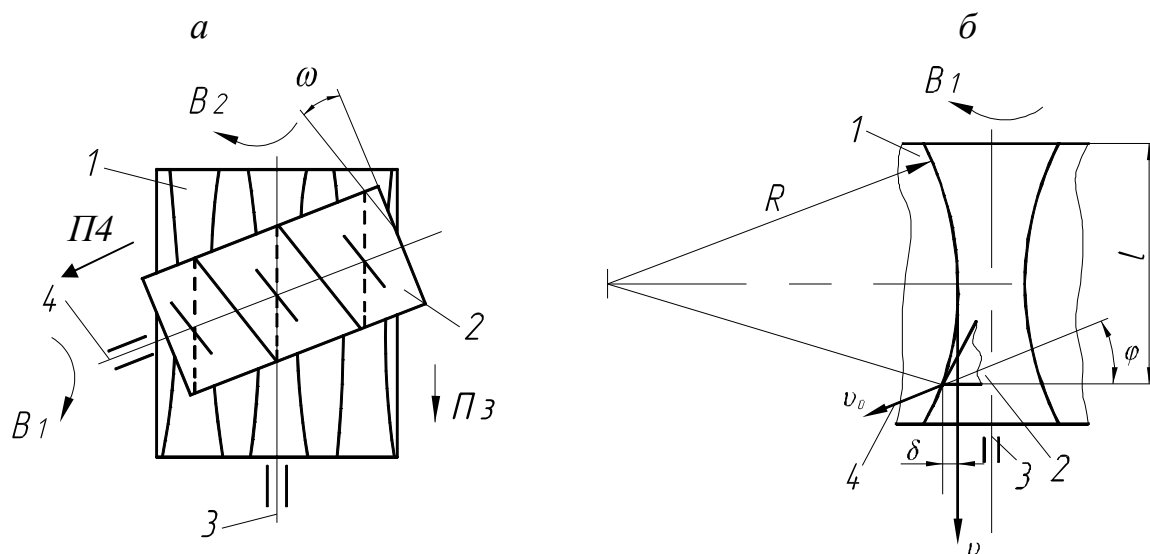


Рис. 1.25. Схемы диагонального зубофрезерования колес с бочкообразными зубьями: а – кинематическая схема обработки; б – кинематика образования бочкообразной формы зубьев

Поступательные перемещения фрезы связаны между собой зависимостью

$$l_0 = l \frac{l'_0}{b} \pm \delta \sec \varphi, \quad (1.31)$$

где l_0 – перемещение фрезы вдоль своей оси;
 l – перемещение фрезы вдоль оси заготовки;
 b – ширина зубчатого венца нарезаемого колеса;
 l'_0 – перемещение фрезы вдоль своей оси за время ее перемещения вдоль оси заготовки на расстояние b при $\delta = 0$;
 δ – отклонение бочкообразного зуба от прямого в сечении, отстоящем от торца заготовки на расстояние l ;
 φ – угол наклона оси фрезы к плоскости вращения заготовки, равный углу ω подъема витков фрезы [8].

Поэтому

$$v_0 = v \frac{l'_0}{b} \pm \sec \varphi \frac{d\delta}{dt}, \quad (1.32)$$

где $v_0 = dl_0 / dt$ – скорость перемещения фрезы вдоль своей оси;
 $v = dl / dt$ – скорость перемещения фрезы вдоль оси заготовки;
 $\Delta v_0 = \sec \varphi \frac{d\delta}{dt}$ – изменение скорости v_0 , необходимое для формообразования бочкообразного зуба.

1.5.3. Введение дополнительных движений

Для обеспечения эффективных условий резания наряду с необходимыми для формообразования заданной поверхности движениями инструмента и (или) заготовке могут сообщаться дополнительные макро- или микродвижения. На этом основаны осциллирующее сверление, точение, шлифование и другие прогрессивные методы обработки.

Необходимость в дополнительных движениях при обработке сложных поверхностей часто обусловлена их геометрией. Например, для образования плоской линии 1 (рис. 1.26) методом следа достаточно сообщить производящей точке C (вершине резца 2) согласованные движения Π_1 и Π_2 так, чтобы в каждый момент времени результирующее исполнительное движение $\Phi (\Pi_1 \Pi_2)$ было направ-

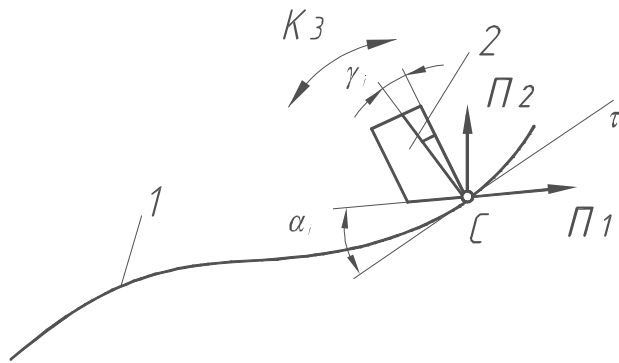


Рис. 1.26. Схема формообразования линии с ориентирующим движением инструмента

лено по касательной τ . Однако передний γ_i и задний α_i рабочие углы реза непрерывно изменяются, что обуславливает переменные условия резания и ограничивает технологические возможности схемы обработки по форме образуемых поверхностей допустимым диапазоном изменения указанных углов. Это ограничение исключается при сообщении резцу дополнительного качательного движения K_3 вокруг точки C для стабилизации рабочих углов режущей части. Оно является *ориентирующим движением* $Op(K_3)$, параметры которого взаимосвязаны с движением формообразования.

Если движение K_3 сообщается относительно другой точки, то оно изменяет форму линии, создаваемой движениями Π_1 и Π_2 . Поэтому в данном случае оно входит в структуру движения формообразования $\Phi_v(\Pi_1\Pi_2K_3^{op})$, причем параметры движений Π_1 и (или) Π_2 отличаются от параметров этих движений в схеме $[\Phi_v(\Pi_1\Pi_2), Op(K_3)]$.

Ориентирующая функция движения K_3 сохраняется, что отражено в его обозначении. Наличие ориентирующего движения улучшает условия резания и расширяет технологические возможности схемы обработки, поэтому учет данного обстоятельства представляет один из путей синтеза рациональных схем формообразования сложных поверхностей.

Рассмотрим использование этого пути при синтезе схемы обработки винтовых поверхностей канавок переменного шага. При нарезании неподвижным относительно суппорта резцом, вследствие переменности шага H винтовой поверхности, имеет место изменение его кинематических переднего и заднего углов, равное изменению δ угла наклона винтовой линии, т.е.

$$\delta = \arctg \frac{H + \Delta H}{\pi d} - \arctg \frac{H}{\pi d}, \quad (1.33)$$

где ΔH – изменение шага;

d – диаметр цилиндрического сечения винтовой поверхности.

Нестабильность рабочих углов лезвия исключает возможность реализации оптимальной геометрии резания и значительно ограничивает возможности схемы обработки по диапазону изменения шага винтовой поверхности. Эти недостатки устраняются при сообщении резцу 2 (рис. 1.27)

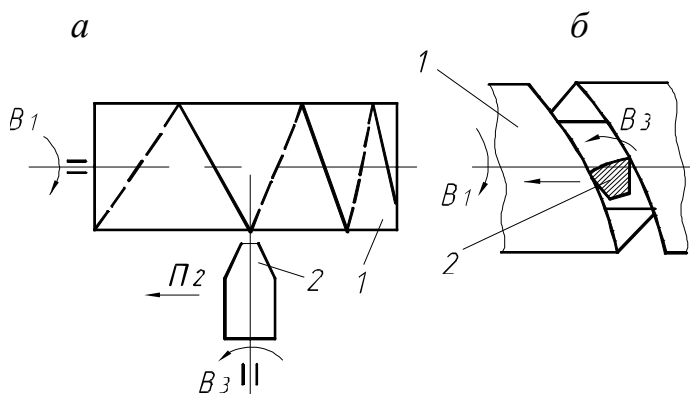


Рис. 1.27. Схема формообразования винтовых канавок переменного шага: а – схема обработки; б – ориентация инструмента относительно формируемой поверхности

вращения B_3 , функционально связанного с его перемещением Π_2 и вращением B_1 изделия I для обеспечения неизменной ориентации режущей части относительно обрабатываемой поверхности [8].

Реализация данного принципа обеспечивает, например, широкие технологические возможности станков для обработки изделий с винтовыми канавками переменного шага и колес с бочкообразными зубьями.

1.5.4. Задание рационального сочетания скоростей и распределения элементарных движений между инструментом и заготовкой

Для реализации сложного исполнительного движения с требуемыми параметрами требуется определенная функциональная связь скоростей элементарных движений. В большинстве случаев предпочтительны, как более простые в реализации, плоские или расположенные на поверхностях вращения производящие линии. Соотношение скоростей элементарных движений при образовании плоской линии двумя прямолинейными движениями по взаимно перпендикулярным направлениям обусловлено ориентацией скорости результирующего движения по касательной к образуемой линии. Если линия $y = f(x)$ образуется точкой, имеющей скорость $v = v(t)$, где t – время, то ее криволинейное движение разлагается на два прямолинейных $x = f_1(t)$ и $y = f_2(t)$, скорости которых соответственно $v_x = f_1'(t)$ $v_y = f_2'(t)$. Скорость v направлена по касательной к траектории результирующего движения, поэтому

$$v_x = v y'_x / \sqrt{1 + (y'_x)^2}, \quad (1.34)$$

$$v_y = v / \sqrt{1 + (y'_x)^2}. \quad (1.35)$$

Интегрированием выражений (1.34) и (1.35) находятся уравнения элементарных движений $x = f_1(t)$ и $y = f_2(t)$, осуществляемых кинематикой станка. Аналогично определяются скорости для иных сочетаний элементарных движений – ($ВП$), ($ВВ$) и др.

Скорость движения формообразования оказывает существенное влияние на производительность обработки и стойкость инструмента, поэтому задание соотношения параметров элементарных движений, обеспечивающих стабилизацию скорости исполнительного движения или изменение ее по определенному закону, является необходимым этапом синтеза рациональной кинематики формообразования и представляет путь ее оптимизации.

Для стабилизации скорости движения формообразования искомые значения v_x , v_y , $f_1(t)$ и $f_2(t)$ определяются исходя из выражений (1.34) и (1.35) при $v = const$. Так как в этом случае $dv/dt = 0$, то

$$f_1'(t)f_1''(t) + f_2'(t)f_2''(t) = 0. \quad (1.36)$$

Уравнение (1.36) служит проверкой правильности задания движений $x = f_1(t)$ и $y = f_2(t)$. Аналогично определяются скорости элементарных движений при иных сочетаниях, например, поступательном и вращательном или двух вращательных движениях.

На практике данный путь оптимизации зачастую не используется. Примером может служить кинематика формообразования некруглых колес некруглым долбяком, когда профиль нарезаемых зубьев образуется сочетанием неравномерного вращения долбяка и равномерного вращения заготовки [19]. Возникающая в данном случае неравномерная круговая подача исключает возможность реализации оптимальных режимов резания, получения одинаковой точности обработки различных зубьев, стабилизации параметров режима резания и упругих деформаций обрабатываемой системы.

Постоянство круговой подачи обеспечивается при неравномерных вращательных движениях долбяка и заготовки, когда долбяку сообщается вращение с частотой n_2 , а нарезаемому колесу – с частотой n_1 , причем $n_2 = S_{кр} / 2\pi r$, $n_1 = n_2 i$, где r – радиус начальной кривой некруглого долбяка, i – передаточное отношение пары некруглых колес: долбяк – нарезаемое колесо. Такая кинематика формообразования некруглых колес реализуется как на зубодолбежных станках с ЧПУ, так и станках с механической цепью обкатки, оснащенных управляемым приводом круговой подачи. Возможность стабилизации круговой подачи позволяет оптимизировать процесс зубодолбления некруглых колес.

Кинематика формообразования может быть реализована множеством кинематических схем обработки, каждая из которых при одинаковых исполнительных движениях отличается распределением составляющих их элементарных движений между инструментом и заготовкой. Например, формообразование внутренней цилиндрической поверхности концевым инструментом (сверлом, разверткой и т.п.) в зависимости от распределения исполнительных движений $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_s(P_2)$ между инструментом и заготовкой возможно четырьмя кинематическими схемами обработки: первая – оба движения сообщаются инструменту (обработка на сверлильных станках); вторая – движение B_1 сообщается заготовке, P_2 – инструменту (обработка на токарных станках); третья – движение B_1 сообщается инструменту, P_2 – заготовке (обработка на горизонтально-расточных станках; четвертая – оба движения сообщаются заготовке (применяется в специальных станках). От распределения движений зависят компоновка, универсальность, жесткость и другие характеристики станка, поэтому кинематическая схема обработки должна приниматься на основе анализа возможных вариантов распределения

элементарных движений между исполнительными органами станка с учетом технологических и конструктивных факторов.

В большинстве случаев предпочтительно сообщать движения одновременно инструменту и заготовке, чем одному из них сложного движения, например планетарного, так, как кроме упрощения конструкции, улучшаются динамические условия работы станка и расширяются его технологические возможности. Учитывая это, иногда целесообразно простое или одно из элементарных движений разлагать на два, которые сообщаются инструменту и заготовке навстречу друг другу.

В данном случае хотя и усложняется кинематика станка, однако существенно уменьшаются значения абсолютных скоростей исполнительных органов.

Например, разложение простого вращательного движения $\Phi_v(B)$ на два, сообщаемых одно сверлу, а второе – заготовке в противоположных направлениях, позволяет при той же скорости резания в 2 раза уменьшить значения частот вращения исполнительных органов станка или повысить производительность обработки за счет увеличения скорости резания по сравнению со схемой обработки, когда вращательное движение сообщается только инструменту или заготовке. Этот прием используется часто в токарно-револьверных станках и токарных автоматах, которые оснащаются сверлильным устройством для обеспечения рациональных режимов резания при сверлении отверстий небольшого диаметра. Аналогично, при строгании и долблении исполнительное поступательное движение $\Phi_v(\Pi_1)$ может быть разложено на два элементарных, сообщаемых одновременно инструменту и заготовке для уменьшения динамических нагрузок в исполнительных механизмах станка.

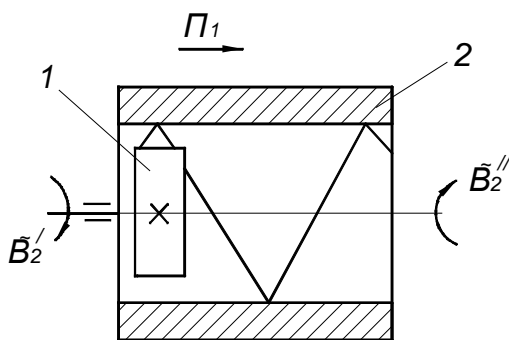


Рис. 1.28. Схема нарезания винтовой канавки переменного шага

Рациональное разделение неравномерного элементарного движения при обработке сложных поверхностей позволяет расширить технологические возможности станка. Рассмотрим это применительно к нарезанию внутренних винтовых канавок переменного шага. Формообразование винтовой поверхности осуществляется в результате поступательного движения Π_1 резцовой головки и неравномерно направленных вращений \tilde{B}_2' и \tilde{B}_2'' соответственно резцовой головки 1 (рис. 1.28) и заготовки 2, т.е. движением $\Phi_v(\Pi_1, \tilde{B}_2' + \tilde{B}_2'')$.

Указанные вращательные движения представляют собой результат разложения неравномерного элементарного вращательного движения \tilde{B}_2 , входящего в исполнительное движение $\Phi_v(\Pi_1 \tilde{B}_2)$ при традиционной схеме нарезания внутренних винтовых канавок переменного шага.

Угловая скорость движения резцовой головки относительно изделия равна сумме угловых скоростей \tilde{B}_2' и \tilde{B}_2'' , поэтому необходимый для формообразования винтовой поверхности диапазон изменения относительной угловой скорости резцовой головки обеспечивается при меньшем диапазоне изменения скорости каждого из движений \tilde{B}_2' и \tilde{B}_2'' по сравнению с обработкой по известной схеме. Благодаря этому уменьшаются динамические нагрузки в механизме изменения шага и достигается расширение технологических возможностей станка по диапазону изменения шага обрабатываемых поверхностей.

1.6. Методика и пример синтеза кинематики формообразования и кинематической схемы обработки

Методика синтеза. Из изложенного следует, что синтез кинематики процессов формообразования и резания при функциональном проектировании станка включает следующие основные этапы:

- распределение исходя из метода формообразования, функции формообразования между инструментальной и кинематической системами станка;
- определение структуры и параметров базовых исполнительных движений;
- анализ схемы профилирования поверхности и условий резания исходя из ее формы, точности формообразования и требований к геометрии резания;
- оптимизация структуры исполнительных движений путем исключения реверсивных и введения дополнительных движений, совмещения или разделения движений различного функционального назначения, задания рационального сочетания скоростей элементарных движений.

Рассмотренные пути оптимизации кинематики формообразования являются универсальными и применимы для синтеза новых и совершенствования известных схем формообразования различных поверхностей резанием при создании и модернизации станков. С учетом изложенного выше кинематику формообразования рекомендуется разрабатывать в следующей последовательности:

1. Исследовать, при необходимости, геометрию заданной поверхности, выбрать ее производящие линии.

2. Определить метод формообразования поверхности, количество и структуру необходимых исполнительных движений формообразования, врезания, деления и др., например, $\Phi_v(B_1)$, $\Phi_s(B_2П_3)$, $D(B_4)$, $Vcn(П_5)$ и т.д. Установить настраиваемые параметры исполнительных движений.

3. С учетом аналогичных станков выбрать технологическую компоновку станка, т.е. количество исполнительных органов и их взаимное расположение. Распределить элементарные движения между заготовкой и инструментом.

4. Установить для сложных движений соотношение скоростей элементарных движений, обеспечивающее требуемую траекторию исполнительного движения.

5. Оценить влияние неравномерности элементарных движений на величину скорости исполнительного движения и производительность формообразования. При необходимости установить условие постоянства скорости и пути его реализации.

6. Оценить влияние переменности формы обрабатываемой поверхности на изменение рабочих углов инструмента. При недопустимом их изменении ввести ориентирующее движение (или несколько таких движений) для стабилизации этих параметров и уточнить структуру исполнительных движений.

7. Ввести необходимые вспомогательные движения.

8. Представить кинематическую схему обработки в формализованном и графическом виде.

В общем случае задача синтеза кинематической схемы обработки имеет множество решений, что обуславливает необходимость их сравнительного анализа для выбора рационального.

Практическое применение изложенных выше положений и методики рассмотрим применительно к синтезу кинематической схемы обработки винтовых поверхностей переменного шага.

Синтез кинематики формообразования винтовых поверхностей переменного шага. Изделия с винтовыми поверхностями постоянного и переменного шага, применяемые в технике, по конструктивным признакам можно разделить на два класса. К первому относятся изделия с винтовыми канавками – детали резьбовых соединений, ходовые винты, транспортирующие органы типа шнеков, различные режущие инструменты и др. Ко второму классу относятся лопастные изделия – рабочие органы судовых и воздушных винтов, турбин, насосов, вентиляторов и т.п. Рассмотрим поставленную задачу для случая токарной обработки винтовых канавок переменного шага. Нестабильные параметры поверхности переменного шага

обуславливают необходимость синтеза рациональной схемы их формообразования при проектировании станка.

Анализ геометрии винтовой поверхности переменного шага. Поверхность переменного шага можно представить как множество винтовых линий, параметрические уравнения которых имеют вид

$$\begin{cases} x = r \cos \varphi \\ y = r \sin \varphi, \\ z = z_0 P \varphi \end{cases} \quad (1.37)$$

где r – радиус цилиндра, на котором расположена винтовая линия (рис. 1.29); $P = H/2\pi$ – параметр винтового движения.

Анализ кинематики формообразования. Каждая из множества винтовых линий образуется как траектория

соответствующей точки C режущей кромки инструмента, совершающей относительно оси z изделия винтовое движение, то есть поступательное перемещение со скоростью $u = dz/dt$ и вращение с угловой скоростью $\omega = d\varphi/dt$ или частотой n (см. рис. 1.29). Линейная скорость движения точки по винтовой линии $v = \sqrt{w^2 + u^2}$ или

$$v = 2\pi r n \sqrt{1 + (P/r)^2}, \quad (1.38)$$

где $w = 2\pi r n$ – окружная скорость точки;

$u = 2\pi P n$ – скорость ее поступательного перемещения.

Поэтому

$$H = u/n. \quad (1.39)$$

Следовательно, изменение шага винтовой линии переменного шага возможно тремя способами:

- регулированием частоты вращения производящей точки при постоянной скорости ее поступательного перемещения;
- регулированием скорости поступательного перемещения производящей точки при постоянной частоте ее вращения;
- одновременным регулированием скоростей обоих движений.

Соответственно указанным способам изменения шага структура винтового формообразующего движения имеет вид: $\Phi(\tilde{B}_1 \tilde{\Pi}_2)$, $\Phi(B_1 \tilde{\Pi}_2)$, $\Phi(\tilde{B}_1 \tilde{\Pi}_2)$.

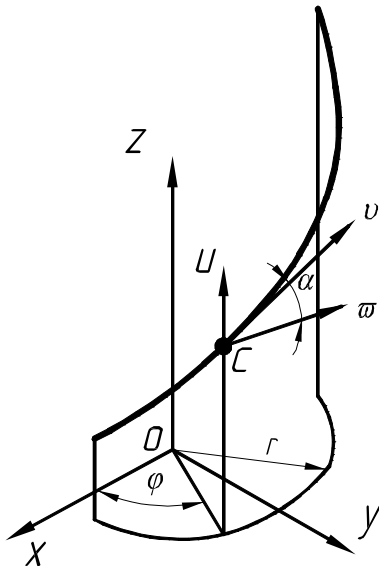


Рис. 1.29. Схема образования винтовой линии переменного шага

Скорости элементарных движений B_1 и Π_2 функционально связаны со скоростью v образуемого ими винтового движения:

$$\begin{aligned} u &= v \sin \alpha \\ w &= v \cos \alpha \end{aligned}, \quad (1.40)$$

где $\alpha = \text{arctg}(P/r)$ – угол наклона винтовой линии.

Учитывая, что скорость относительного перемещения инструмента и изделия равна скорости резания при точении и результирующей подаче при фрезеровании или шлифовании, для обеспечения оптимальных режимов резания важно постоянство ее значения.

На практике применяются две схемы формообразования винтовых поверхностей переменного шага. При первой инструменту сообщают поступательное движение с постоянной скоростью u , а изделию – вращение с регулируемой частотой $n = u/H$, диапазон R_n изменения которой равен диапазону R_H изменения шага. При второй схеме, наоборот, частота вращения детали постоянная, а скорость движения инструмента относительно детали регулируется в соответствии с изменением шага обрабатываемой канавки в диапазоне, равном R_H . Как следует из зависимости (1.38), в обоих случаях скорость движения формообразования и, следовательно, технологическая производительность переменны, что не позволяет оптимизировать процесс обработки.

Диапазон R_v изменения скорости движения формообразования для обеих схем выражается зависимостью

$$R_v = v_0/v_k = \frac{n_0}{n_k} \sqrt{\left((\pi d)^2 + H_0^2 \right) / \left((\pi d)^2 + H_k^2 \right)}, \quad (1.41)$$

где v_0 , n_0 и v_k , n_k – значения скорости движения формообразования и частоты вращения шпинделя, соответствующие начальному H_0 и конечному H_k значениям шага обрабатываемой поверхности.

Подкоренное выражение в (1.41) не зависит от схемы обработки и определяется параметром винтовой поверхности. Следовательно, в общем случае $R_v = R_n A$, где

$$A = \sqrt{\left((\pi d)^2 + H_0^2 \right) / \left((\pi d)^2 + H_k^2 \right)}, \quad (1.42)$$

A – значение радикала;

$R_n = n_0/n_k$ – диапазон регулирования частоты вращения.

Как следует из (1.38), значение v постоянно при одновременном регулировании скоростей u и w в соответствии с зависимостями

$$u = vP / \left(r \sqrt{1 + (P/r)^2} \right); \quad (1.43)$$

$$w = v / \left(r \sqrt{1 + (P/r)^2} \right), \quad (1.44)$$

а изменение частоты вращательного движения должно удовлетворять условию

$$n = 0,5v / \left(\pi r \sqrt{1 + (P/r)^2} \right). \quad (1.45)$$

Исходя из (1.39)

$$u = Hn. \quad (1.46)$$

Сравнительный анализ схем формообразования. Сравним первую и вторую схемы по стабильности скорости движения формообразования при изменении шага в диапазоне R_H . В первом случае $u = \text{const}$, $v = u / \sin \alpha$, поэтому диапазон R_v равен диапазону $R_{\sin \alpha}$ изменения величины $\sin \alpha$, который, в частности, у винтовых поверхностей резьб близок к значению R_H . Например, при $R_H = 6$ и $\alpha = 3,5^\circ \dots 20^\circ$, $R_v = 5,6$, т.е. при обработке по первой схеме скорость исполнительного движения и производительность формообразования на длине детали изменяются в 5,6 раза. Следовательно, при обработке по первой схеме резьбы переменного шага неизбежна значительная потеря производительности по сравнению с обработкой резьбы постоянного шага.

При обработке же винтовых канавок переменного шага типа шлицев ($\alpha = 60^\circ \dots 90^\circ$) скорость исполнительного движения изменяется незначительно, поэтому для указанного диапазона изменения угла α данная схема формообразования является рациональной.

Во втором случае $w = \text{const}$, $v = w / \cos \alpha$, вследствие чего $R_v = R_{\cos \alpha}$. Для приведенных выше значений R_H и α $R_v = 1,06$ т.е. в 5,28 раза меньше, чем в первом случае. Таким образом, при обработке винтовых поверхностей типа резьб переменного шага по второй схеме скорость исполнительного движения изменяется в меньшей степени, благодаря чему обеспечивается более высокая производительность формообразования. При обработке же поверхностей канавок типа шлицев вторая схема нерациональна.

При значениях $\alpha = 30^\circ \dots 60^\circ$, соответствующих канавкам шнеков, обеим схемам присуща значительная нестабильность скорости исполнительного движения и производительности формообразования.

Из анализа применяемых на практике схем формообразования следует, что общим их недостатком является неуниверсальность из-за ограниченной области рационального применения каждой. Он обусловлен тем, что изменение шага достигается регулированием только одного движения.

В обоих случаях диапазон регулирования скорости одного из элементарных движений равен диапазону изменения шага поверхности.

Управление скоростью исполнительного органа в специальных станках для обработки винтовых канавок переменного шага часто обеспечивается механизмами с изменяемым передаточным отношением, например, вариаторами, некруглыми зубчатыми колесами, поворотными линейками или винтами и т. п., которые не позволяют регулировать его в достаточно широких пределах. Поэтому рассмотренные схемы имеют ограниченные возможности по диапазону изменения шага обрабатываемой поверхности, что также является их общим недостатком.

В этой связи целесообразна схема формообразования, основанная на одновременном и противоположном регулировании скоростей вращательного и поступательного движений при постоянной скорости результирующего движения. В этом случае при обработке поверхности с возрастающим шагом скорость поступательного движения непрерывно увеличивается, а вращательного – уменьшается и, наоборот, при убывающем шаге, скорость поступательного движения уменьшается, а вращательного – увеличивается.

Диапазон изменения шага в данном случае определяется произведением диапазонов регулирования скоростей вращательного и поступательного движений ($R_H = R_u R_\omega$), благодаря чему обеспечивается возможность существенно расширить диапазон изменения шага обрабатываемой поверхности.

При выполнении условий (1.43) – (1.45) достигается полная стабилизация скорости движения формообразования, что позволяет оптимизировать режимы резания для интенсификации процесса обработки. Кроме того, заданный диапазон изменения шага обеспечивается при значительно меньшем диапазоне регулирования скорости каждого из элементарных движений, создающих винтовое движение формообразования, что технически проще в реализации и характеризуется меньшими инерционными нагрузками в механизмах станка. Таким образом, данная схема, в отличие от известных схем, является универсальной.

Сравним рассмотренные схемы по производительности формообразования. Для обеспечения одинаковых условий сравнения принимается, что максимальное значение скорости движения формообразования при всех схемах одинаково.

В качестве критерия относительной эффективности примем коэффициент

$$K_{Q_i,j} = Q_i / Q_j = v_{cpi} / v_{cpj}, \quad (1.47)$$

равный отношению производительностей формообразования Q_i , Q_j сравниваемых схем или соответствующих средних значений скоростей v_{cp} исполнительных движений.

Для первой схемы средняя скорость исполнительного движения

$$v_{cp1} = \frac{u \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{d\alpha}{\sin \alpha}}{\alpha_2 - \alpha_1}, \quad (1.48)$$

где $\alpha_1 - \alpha_2$ – изменение угла наклона винтовой канавки на длине детали.

Для второй схемы

$$v_{cp2} = \frac{w \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{d\alpha}{\cos \alpha}}{\alpha_2 - \alpha_1}. \quad (1.49)$$

На основании (1.40), рис. 1.29 и условия $v_{1\max} = v_{2\max} = v_{\max}$

$$u = v_{\max} \sin \alpha_1, \quad w = v_{\max} \cos \alpha_2. \quad (1.50)$$

Для третьей схемы $v_3 = \text{const} = v_{\max}$. Тогда

$$K_{Q_{1,2}} = \frac{\sin \alpha_2 \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{d\alpha}{\sin \alpha}}{\cos \alpha_2 \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{d\alpha}{\cos \alpha}} = \quad (1.51)$$

$$= \frac{\sin \alpha_1 (\ln \operatorname{tg} 0,5\alpha_2 - \ln \operatorname{tg} 0,5\alpha_1)}{\cos \alpha_2 [\ln \operatorname{tg}(0,5\alpha_2 + 0,25\pi) - \ln \operatorname{tg}(0,5\alpha_1 + 0,25\pi)]};$$

$$K_{Q_{3,1}} = \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\sin \alpha_1 (\ln \operatorname{tg} 0,5\alpha_2 - \ln \operatorname{tg} 0,5\alpha_1)}; \quad (1.52)$$

$$K_{Q_{3,2}} = \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\cos \alpha_2 [\ln \operatorname{tg}(0,5\alpha_2 + 0,25\pi) - \ln \operatorname{tg}(0,5\alpha_1 + 0,25\pi)]}. \quad (1.53)$$

Зависимости (1.51) – (1.53) позволяют оценить эффективность каждой из схем формообразования по сравнению с другими для заданных параметров обрабатываемых винтовых поверхностей. В табл. 1.3 приведены данные по относительной эффективности сравниваемых схем для четырех диапазонов изменения угла α , соответствующих винтовым поверхностям ходовых винтов, червяков, шнеков и шлицев с переменным шагом. Из табл. 1.3 следует, что по сравнению с третьей схемой, обеспечивающей

одинаковую производительность при любом диапазоне угла α , первая схема имеет близкую к ней производительность только при обработке винтовых поверхностей шлицев, а вторая – при обработке изделий типа ходовых винтов и червяков переменного шага. При обработке же винтовых поверхностей шнеков переменного шага первая и вторая схемы по производительности существенно уступают третьей.

Результаты данного анализа определяют область эффективного применения рассмотренных схем формообразования винтовых поверхностей и показывают необходимость обоснованного выбора из них рациональных при проектировании станка. Это относится к станкам с различными системами управления – аналоговой, числовой и др.

Таблица 1.3

Относительная эффективность схем формообразования винтовых канавок по производительности формообразования

Диапазон изменения угла α	$K_{Q1,2}$	$K_{Q3,1}$	$K_{Q3,2}$
5°...25°	0,43	2,46	1,06
12°...35°	0,63	1,75	1,1
30°...60°	1,00	1,36	1,36
60°...85°	2,53	1,09	2,76

Подобный анализ должен выполняться при проектировании станка во всех случаях, когда поверхность допускает множество схем формообразования и преимущества одной из них не являются очевидными.

2. ОСНОВЫ СИНТЕЗА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СТРУКТУРЫ СТАНКОВ

Общие сведения. Кинематическая структура устанавливает основные функциональные связи исполнительных органов и механизмов станка, необходимые для реализации принятой схемы формообразования. Она определяет принцип его работы для получения заданной поверхности и является основой для разработки кинематической схемы (кинематики) и конструкции станка.

Кинематическая структура всех станков базируется на общих принципах, положенных в основу методики анализа кинематической структуры станков с любыми кинематическими связями и системами управления [31]. Основными из этих принципов являются следующие:

- любое исполнительное движение в станке создается соответствующей *кинематической группой*; простое движение создается простой, а сложное движение – сложной кинематической группой;
- каждая кинематическая группа состоит из источника движения, внешней и внутренней связей;
- *внутренняя связь* обеспечивает траекторию создаваемого движения, а *внешняя связь* – его скорость и направление, а также передачу энергии от источника движения во внутреннюю связь;
- настройка параметров создаваемого группой исполнительного движения обеспечивается соответствующими органами, размещенными определенным образом во внешней и внутренних связях.
- совокупность всех кинематических групп и межгрупповых связей образует *кинематическую структуру станка*.

Различают общую и частную кинематические структуры станка. *Частная кинематическая структура* представляет собой совокупность кинематических групп, создающих исполнительные движения, необходимые для обработки на станке заданной поверхности. Например, на универсальном зубофрезерном станке могут нарезать прямозубые и косозубые цилиндрические шестерни, а также червячные колеса. Обработке каждого из этих изделий соответствует определенная частная кинематическая структура станка.

Кинематические группы движений формообразования, ориентации, деления и врезания составляют основу частной структуры станка. Совместно с группами вспомогательных движений и движений управления она образует полную частную структуру станка. Объединение множества частных структур представляет *общую кинематическую структуру станка*.

Обычно общая структура станка не является простой суммой частных кинематических групп. Для их объединения при необходимости пре-

дусматриваются межгрупповые и межструктурные кинематические связи. Если станок многошпиндельный или многопозиционный, т.е. имеет несколько одинаковых или однотипных подвижных исполнительных органов для инструмента и заготовки, то между этими органами предусматриваются межпозиционные кинематические связи [31].

Любой станок имеет, как минимум, одну группу движения формообразования. Группы других типов исполнительных движений могут отсутствовать. Поэтому кинематическая структура станка в основном определяется группами движений формообразования. В зависимости от сочетания простых и сложных групп движений формообразования все многообразие кинематических структур металлорежущих станков делится на три класса [31]:

- *элементарная (Э) структура* – структура, состоящая только из простых кинематических групп формообразования;
- *сложная (С) структура* – структура, состоящая только из сложных кинематических групп формообразования;
- *комбинированная (К) структура* – структура, состоящая из простых и сложных групп формообразования.

Класс кинематической структуры станка обозначается соответствующей буквой и двумя цифрами, первая из которых определяет количество групп формообразования, а вторая – число создаваемых этими группами элементарных движений. В табл. 2.1 приведены обозначения наиболее распространенных кинематических структур станков [31].

Таблица 2.1

Типовые кинематические структуры станков

Количество групп формообразования		1				2					3			
		1	2	3	4	2	3	4	5	6	3	4	5	6
Классы	Э	Э11				Э22					Э33			
	С	С12 С13 С14			С24 С25 С26						С36			
	К					К23 К24 К25 К26				К34 К35 К36				

К станкам со структурой класса Э11 относятся, например, протяжные станки. Структуру класса Э22 имеют универсальные сверлильные и токарные станки; Э33 – плоско- и круглошлифовальные станки. Примерами станков со структурами классов С12 и С13 являются станки для нарезания резцом соответственно цилиндрической и конической резьбы. Комби-

нированная структура характерна для станков с простой группой движения резания и сложными группами движений подачи. К ним относятся, например, резьбофрезерные, резьбошлифовальные, зубострогальные, зуборезные и другие станки.

Кинематическая структура станка существенно зависит от способа соединения групп между собой. Применяя различные способы их соединения, можно получить множество вариантов кинематической структуры станка. Выбор рациональной кинематической структуры является ответственным этапом функционального проектирования станка, так как допущенные здесь ошибки не могут быть компенсированы на последующих этапах его проектирования. Ниже рассмотрены методические основы решения этой задачи на основе указанных выше принципов.

2.1. Синтез структуры кинематической группы

Конструктивно кинематическая структура станка представляет совокупность механических, электрических, гидравлических и других элементов, объединенных в кинематические связи для создания исполнительных движений, передачи энергии и информации.

Кинематические связи удобно изображать в виде структурных схем [31], используя приведенные в табл. 2.2 условные обозначения.

Рассмотрим задачу синтеза кинематической группы для создания винтового движения формообразования $\Phi_v(B_1P_2)$ при нарезании резцом цилиндрической резьбы по схеме с вращательным движением B_1 заготовки и поступательным перемещением P_2 резца.

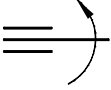
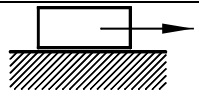

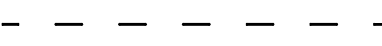
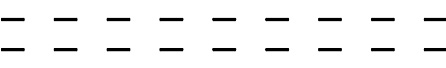




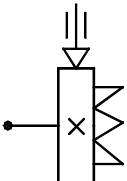
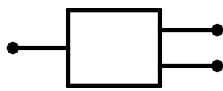

Для обеспечения траекторий движений B_1 и P_2 необходимы соответственно вращательная и поступательная кинематические пары. Первая из них расположена между корпусом 1 (рис. 2.1) и шпинделем 2, несущим заготовку 3, вторая – между прямолинейными направляющими 4 и суппортом 5, несущим резец 6. Перемещение P_2 суппорта обеспечивается винтовым тяговым устройством 7.

Для образования на заготовке 3 резьбы заданного шага T элементарные движения B_1 и P_2 должны выполняться одновременно и быть взаимосвязаны. Оба условия выполняются, если между шпинделем 2 и ходовым винтом 7 имеется кинематическая связь. В данном случае она обеспечивается кинематической цепью 8-10- P_1 - i_x -9. Наличие данной цепи обеспечивает лишь потенциальную возможность винтового движения. Для его создания источник движения (двигатель M) необходимо соединить кинематической цепью со звеном 10, принадлежащим цепи 8-9. Заметим, что параметры винтового движения не зависят от положения звена 10. Следова-

тельно, связь 8-9 обеспечивает траекторию исполнительного движения, т.е. является *внутренней связью*.

Таблица 2.2

Условные обозначения кинематических цепей и их элементов на структурных схемах

	кинематическая пара вращения
	кинематическая пара поступательного движения
	винтовая кинематическая пара (общее обозначение тягового устройства)
	кинематическая цепь с механическими элементами (передачами)
	кинематическая цепь с немеханическими элементами (электрическими, гидравлическими, пневматическими, мехатронными и др.)
	орган настройки – механизм, позволяющий изменить передаточное отношение кинематической цепи (гитара сменных колес, коробка передач)
	орган настройки для бесступенчатого изменения передаточного отношения (вариатор, некруглые и спиральные зубчатые колеса)
	реверсивный механизм
	суммирующий механизм
	делительный механизм
	переключающий механизм
	механизм замыкания (размыкания) кинематической цепи

движении. Исходное положение (начало резьбы) задается установкой абсолютного положения тех же упоров на суппорте на размер H , сохраняя их относительное положение (размер L).

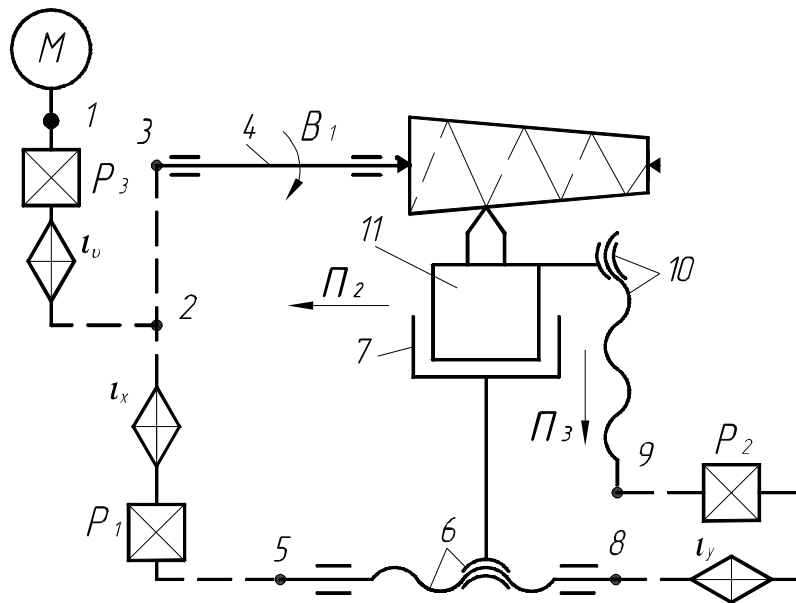


Рис. 2.2. Структурная схема станка для нарезания резцом конической резьбы

Второй пример иллюстрирует синтез структуры кинематической группы, создающей трехэлементарное исполнительное движение $\Phi_v(B_1\Pi_2\Pi_3)$ при нарезании резцом однозаходной конической резьбы на прямой или обратной конической поверхности с различной конусностью (рис. 2.2). Так как в данном случае взаимосвязаны три элементарных движения и, следовательно, три исполнительных органа – шпиндель 4, продольный 7 и поперечный 11 суппорты, то внутренняя связь этой группы должна содержать две кинематические цепи. Первая цепь 3-2- i_x - P_1 -5-6 связывает между собой шпиндель 4 и продольный суппорт 7, совершающие согласованные движения B_1 и Π_2 .

Вторая цепь 6-8- i_y - P_2 -9-10 обеспечивает функциональную связь движений Π_2 и Π_3 , совершаемых продольным 7 и поперечным 11 суппортами для получения заданной конусности. Внешняя связь состоит из кинематической цепи 1- P_3 - i_v -2, соединяющей двигатель M с внутренней связью через звено 2 соединения связей.

Движение $\Phi_v(B_1\Pi_2\Pi_3)$ – сложное с незамкнутой траекторией в виде расположенной на конической поверхности винтовой линии и поэтому должно настраиваться по пяти параметрам: на траекторию – органами i_x , P_1 , i_y и P_2 , из которых i_x обеспечивает настройку шага резьбы, реверсивное устройство P_1 – направление резьбы (левая или правая), i_y – конусность конической поверхности, P_2 – вид конической поверхности (прямая или обратная);

на скорость – i_v ; на направление – реверсивным механизмом P_3 ; на путь и исходное положение – упорами (аналогично тому, как рассмотрено выше).

Из приведенных примеров следует, что число кинематических цепей во внутренней связи на единицу меньше числа элементарных движений, составляющих исполнительное движение. Поэтому *простые* кинематические группы, создающие простые (одноэлементарные) движения, не имеют кинематических цепей во внутренней связи.

Траектория исполнительного движения обеспечивается в простых группах кинематической парой (вращательной или поступательной), подвижным звеном которой является исполнительный орган. Кинематические группы, имеющие во внутренней связи одну и более кинематических цепей, являются *сложными*. К ним относятся рассмотренные выше группы винтовых движений.

В качестве примера на рис. 2.3 изображены структурные схемы двух простых кинематических групп. Внутренняя связь группы движения резания $\Phi_v(B_1)$ (рис. 2.3, а) представляет собой вращательную пару, образованную шпинделем 1 и его опорами в корпусе 2.

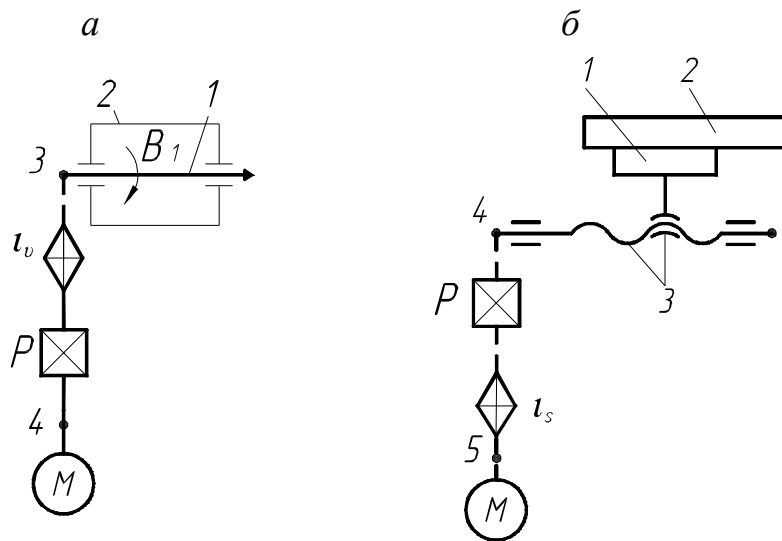


Рис. 2.3. Структурные схемы простых кинематических групп:
а – группа вращательного движения; б – группа поступательного движения

Данное движение простое с замкнутой траекторией в виде окружности и поэтому в общем случае настраивается по двум параметрам: на скорость – органом i_v и направление – реверсом P . Оба органа настройки расположены во внешней связи 4- P - i_v -3.

Кинематическая группа прямолинейного движения подачи $\Phi_s(\Pi_2)$ (рис. 2.3, б) имеет внутреннюю связь в виде поступательной пары между исполнительным органом 1 и неподвижными направляющими 2. Внешняя связь содержит органы настройки на скорость (i_s), направление (P) и тяго-

вое устройство 3. Настройка на путь и исходное положение исполнительного органа осуществляется посредством упоров. При использовании регулируемых по частоте и направлению вращения двигателей функции органов настройки скорости и направления движения в рассмотренных примерах выполняет система управления. Из изложенного следует, что для синтеза структуры любой кинематической группы необходимо:

- выбрать исполнительные кинематические пары в соответствии с создаваемыми группой элементарными движениями и ее тяговые устройства;
- соединить между собой кинематическими цепями внутренней связи подвижные звенья исполнительных пар (для сложных групп);
- выбрать положение звена соединения внутренней и внешней связей группы;
- соединить кинематической цепью внешней связи двигатель и звено соединения связей;
- разместить во внешней и внутренней связях органы настройки параметров создаваемого группой исполнительного движения.

Построение внешней и внутренней связей должно удовлетворять принятому способу соединения кинематических групп между собой.

2.2. Способы соединения кинематических групп

Возможны следующие способы соединения кинематических групп между собой [31]:

- через общее промежуточное или неподвижное исполнительное звено;
- через общий двигатель;
- через общую исполнительную кинематическую пару;
- через внутригрупповые (внутреннюю и внешнюю) кинематические связи;
- через межгрупповую кинематическую связь.

Возможны также комбинации этих способов соединения.

Способ соединения групп зависит от кинематических, конструктивных и технологических факторов, к которым относятся:

- наличие или отсутствие в соединяемых группах совмещенных по траектории движений и общих исполнительных кинематических пар;
- одновременность или разновременность исполнительных движений;
- размерность скорости движений подачи (минутная, оборотная);
- количество двигателей и др.

Рассмотрим некоторые типовые случаи.

2.2.1. Соединение групп с не совмещенными по траектории движениями

В этом случае группы не имеют общих подвижных исполнительных звеньев. В зависимости от числа двигателей возможны два варианта: каж-

дая группа имеет индивидуальный двигатель или число двигателей, меньшее числа кинематических групп.

При наличии индивидуальных двигателей соединение групп может быть только конструктивным, например, несколько групп располагаются на станине станка. *Конструктивное соединение* групп применяется в структурах разных классов. Например, кинематическая структура круглошлифовального станка класса Э33 (рис. 2.4, а) содержит четыре простые кинематические группы с индивидуальными двигателями: группу движения резания $\Phi_v(B_1)$ (вращение шлифовального круга 2) с двигателем M_1 ; группу движения круговой подачи $\Phi_{s1}(B_2)$ (вращение заготовки 1) с двигателем M_2 ; группу движения продольной подачи $\Phi_{s2}(\Pi_3)$ с гидроприводом, содержащим гидроцилиндр 6, устройство управления 7 и насос 8 с двигателем M_3 ; группу врезания $Vp(\Pi_4)$ с двигателем M_4 .

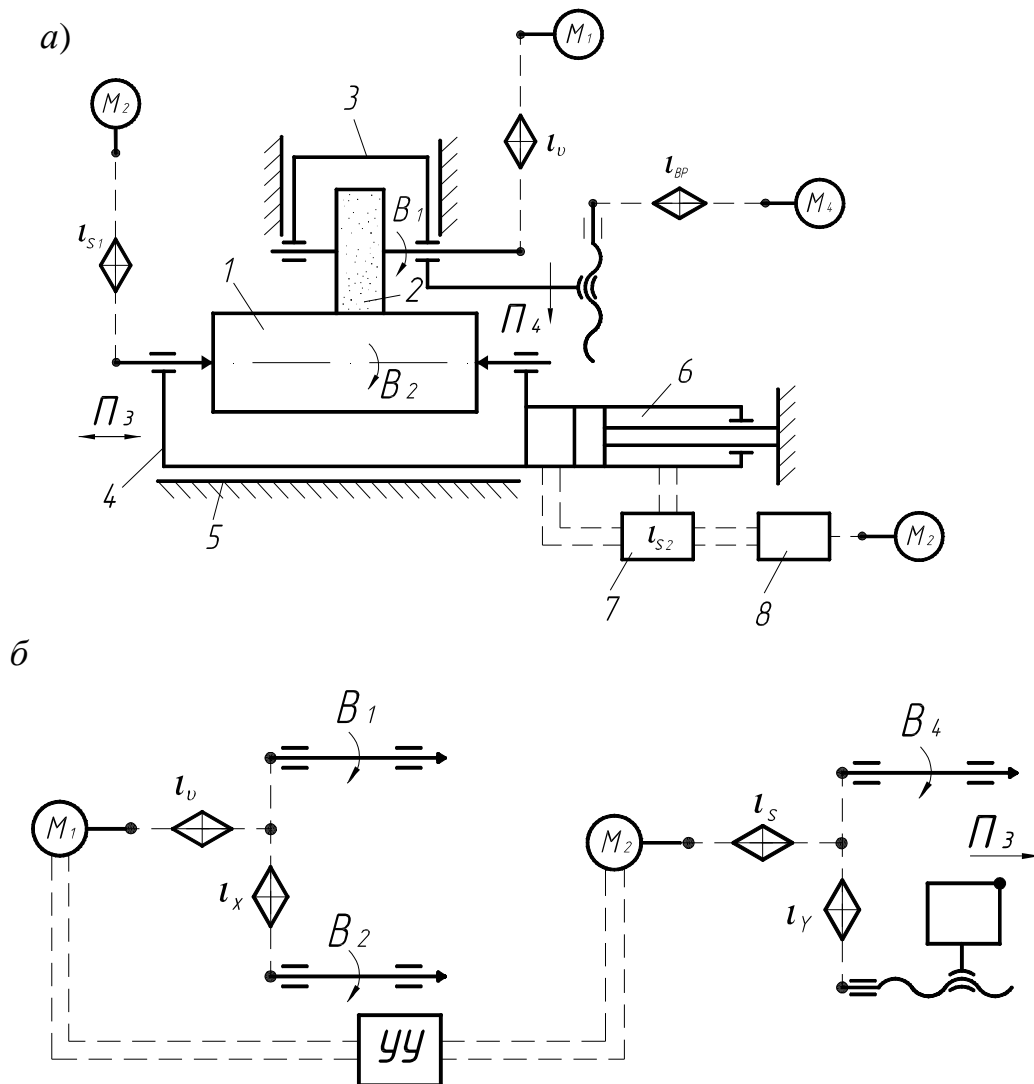


Рис. 2.4. Схемы соединения кинематических групп через промежуточные и неподвижные исполнительные звенья: а – в станке с элементарной структурой; б – в станке со сложной структурой

Группы движений $\Phi_v(B_1)$ и $Vp(\Pi_4)$ связаны между собой через шлифовальную бабку 3 как промежуточное исполнительное звено. Такое же соединение через промежуточное исполнительное звено 4 (стол) имеют группы $\Phi_{s1}(B_2)$ и $\Phi_{s2}(\Pi_3)$. Группа $\Phi_{s2}(\Pi_3)$ с группой $Vp(\Pi_4)$ соединяется через общее неподвижное звено 5 (станину). Таким образом, в данном станке кинематические группы соединяются между собой через промежуточные или неподвижные исполнительные звенья.

Аналогичное соединение кинематических групп применяется также в сложных и комбинированных структурах. На рис. 2.4, б изображена структура класса С24, в которой кинематические группы движений $\Phi(B_1B_2)$ и $\Phi(B_3\Pi_4)$ имеют индивидуальные двигатели M_1 и M_2 соответственно. Особенностью данной структуры является наличие межгрупповой немеханической связи (показана двойной штриховой линией), обеспечивающей с помощью устройства управления УУ постоянство соотношения скоростей вращения двигателей M_1 и M_2 .

В общем случае *межгрупповые связи* служат для согласования работы соединяемых групп по одному или нескольким параметрам создаваемых движений. Межгрупповые немеханические связи характерны, в частности, для станков с ЧПУ.

Группы, имеющие *общий двигатель*, могут соединяться между собой или через этот двигатель, или через внешние связи. Например, в структуре токарного станка (рис. 2.5) внешние связи группы главного движения $\Phi(B_1)$ и группы движения подачи $\Phi_s(\Pi_2)$ имеют общий участок $M-1-P_1-i_v-2$. Благодаря этому сокращается протяженность кинематических цепей по сравнению с вариантом соединения групп, когда общий участок отсутствует.

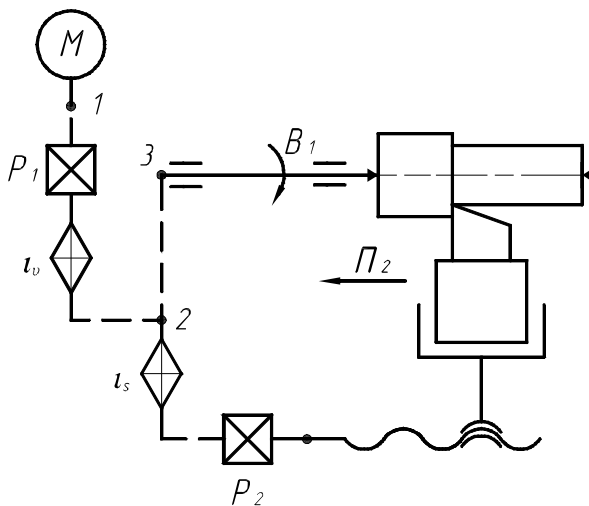


Рис. 2.5. Структурная схема токарного станка

Следует отметить, что общий участок может и не иметь органов настройки. Наличие или отсутствие последних зависит от принятой размерности скорости движения исполнительных органов. В варианте по рис. 2.5 частота вращения шпинделя имеет размерность мин^{-1} . Перемещение же суппорта обычно задают в мм за 1 оборот шпинделя (так называемая оборотная подача). Обратная подача обычно используется при задании режимов резания на токарных, сверлильных и других станках. Если же орган настройки i_v перенести в

участок 2-3, то в этом случае размерность частоты вращения шпинделя не изменится, а подачу будет удобнее задавать в мм/мин (минутная подача). Минутная подача характерна, в частности, для фрезерных и других станков, у которых привод подачи снабжен индивидуальным двигателем.

2.2.2. Соединение простых групп с совмещенными по траектории движениями

Кинематическая структура станка в данном случае существенно зависит от соотношения между числом движений и числом исполнительных пар. Здесь возможны два варианта – или эти числа равны (общие исполнительные органы отсутствуют) или второе число меньше (имеются общие исполнительные пары).

Рассмотрим соответствующие указанным вариантам соединения кинематических групп двух движений, например, $\Phi_s(\Pi_2)$ и $V_{сп}(\Pi_1)$.

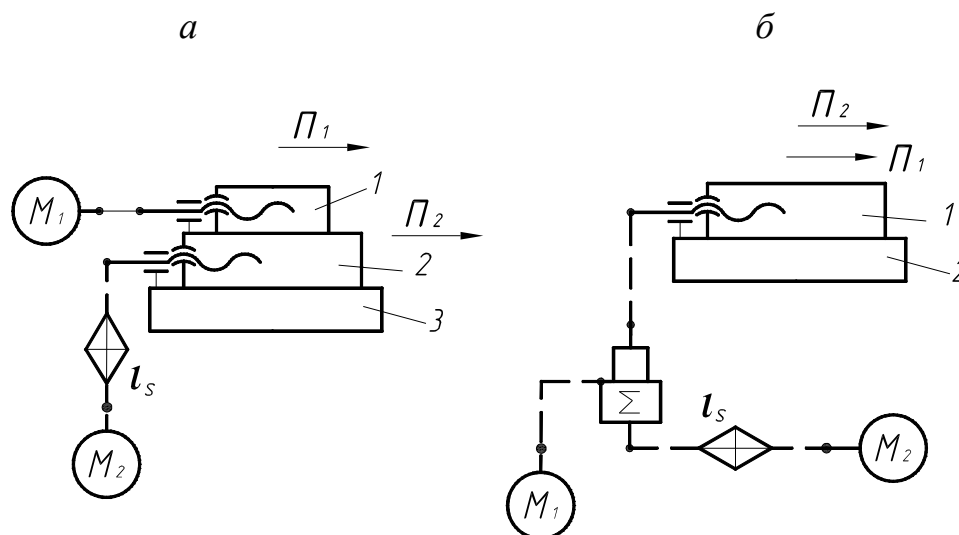


Рис. 2.6. Схемы соединения кинематических групп с совмещенными по траектории движениями: *а* – при независимых исполнительных органах; *б* – при общем исполнительном органе

Первая структура (рис. 2.6, *а*) имеет две поступательные кинематические пары: одна находится между подвижными звеньями 1 и 2, а другая – между подвижным звеном 2 и неподвижным звеном 3. Конечным исполнительным органом является звено 1. Оно получает движение Π_1 от двигателя M_1 , а также движение Π_2 совместно с промежуточным исполнительным органом 2 от двигателя M_2 . Таким образом, соединение кинематических групп, создающих движения Π_1 и Π_2 , осуществляется через промежуточное звено 2.

Вторая структура (рис. 2.6, *б*) имеет одну поступательную исполнительную пару, общую для групп движений $\Phi_s(\Pi_1)$ и $V_{сп}(\Pi_2)$, которые со-

единены между собой по внешним связям через специальное устройство (суммирующий механизм Σ), принадлежащий внешним связям обеих групп. Данная структура по сравнению с первой позволяет выполнить конструкцию исполнительного механизма более компактной и с более высокой жесткостью благодаря уменьшению числа подвижных звеньев и, следовательно, стыков. Поэтому структуры с общим исполнительным звеном чаще применяются в различных станках.

В обоих рассмотренных примерах кинематические группы могут иметь общий двигатель. Тогда данные группы соединяются дополнительно через этот двигатель или через внешние связи.

2.2.3. Соединение сложных групп с общим исполнительным звеном

В структуре на рис. 2.6, б группы, имеющие общее исполнительное звено, соединены между собой через внешние связи, так как они являются простыми. Если же одна или обе группы сложные, то их соединение при общем исполнительном звене возможно либо по внутренним, либо по внутренним и внешним связям. Выбор способа соединения групп зависит от действия исполнительных движений во времени, которые могут быть одновременными или разновременными.

При одновременности движений, создаваемых на общем исполнительном звене разными группами, их соединение осуществляется с помощью суммирующего механизма и является *параллельным*. Такая структура характерна, например, для зубофрезерных станков при нарезании косозубых колес (рис. 2.7).

Формообразующая часть станка состоит из двух кинематических групп: главного движения $\Phi_v(B_1B_2)$, которым образуется профиль нарезаемых зубьев, и движения подачи $\Phi_s(P_3B_4)$ для получения винтовой формы их боковых поверхностей.

Исполнительное звено II (стол станка) принадлежит обеим группам и одновременно совершает независимые элементарные движения B_2 и B_4 . Группы соединены параллельно по внутренним связям: связь $1-2-3-\Sigma-4-i_x-5$ одной группы и связь $6-7-8-i_y-9-\Sigma-4-i_x-5$ другой группы соединены между собой через суммирующий механизм Σ и имеют общий участок $4-i_x-5$. Органы i_x и i_y служат для настройки траекторий указанных исполнительных движений.

Группа движения $\Phi_s(P_3B_4)$ оснащена отдельным двигателем, поэтому имеет место минутная подача. Недостатком данного варианта структуры является то, что для получения одинаковой подачи за один оборот стола при изменении частоты вращения шпинделя I необходимо перенастраивать также цепь подачи.

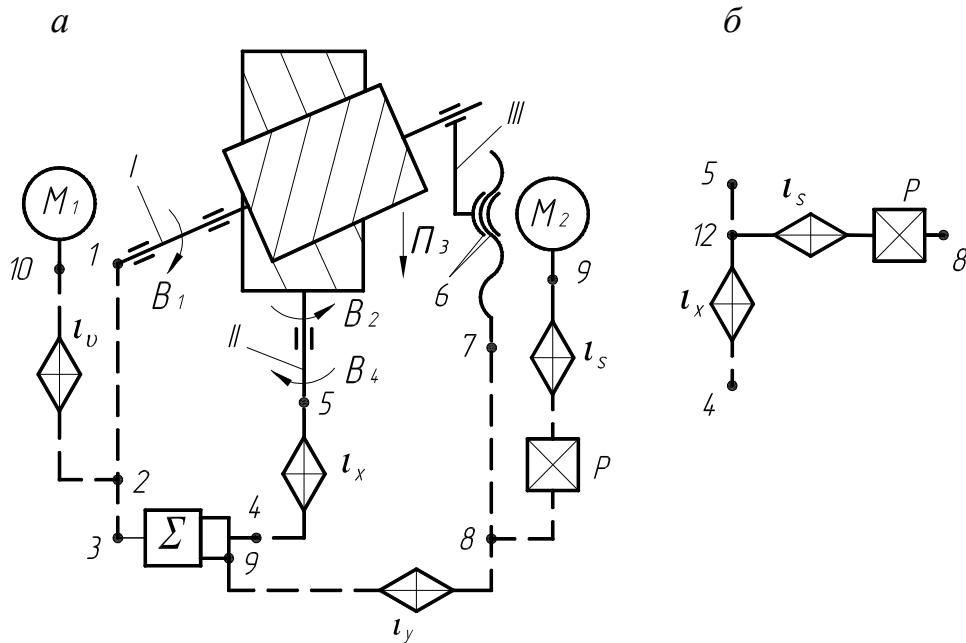


Рис. 2.7. Структурная схема универсального зубофрезерного станка (а) и вариант подключения привода подачи (б)

Для упрощения настройки универсальных станков рекомендуется применять структуру, обеспечивающую постоянство оборотной подачи кинематическим путем (рис. 2.7, б). От рассмотренной выше она отличается общим для двух групп двигателем M_1 и структурой внешней связи группы движения $\Phi_s(\Pi_3 B_4)$, которая в этом случае соединяет двигатель M_1 с тяговым устройством б по цепи $10-i_v-2-3-\Sigma-4-i_x-12-i_s-P-8$. Участок $12-i_s-P-8$ этой цепи присоединен к внутренней связи группы движения $\Phi_v(B_1 B_2)$ между органом настройки i_x и столом II, благодаря чему и обеспечивается постоянство оборотной подачи.

2.2.4. Соединение кинематических групп при различной длительности движений

Если исполнительные движения, создаваемые различными группами, имеют разную длительность или выполняются последовательно, то возможно параллельное, последовательное или смешанное соединение групп через внутригрупповые связи [31].

Параллельное соединение групп применяется, если совмещенные по траектории движения частично совпадают во времени. Признаком параллельного соединения групп является наличие в станке суммирующего механизма. На рис. 2.8 показано параллельное соединение сложной группы движения формообразования $\Phi_v(B_1 B_2)$ с простой группой движения деления $D(B_3)$.

Внешняя связь $5-6-7-i_y-8$ второй группы подключена через суммирующий механизм Σ к внутренней связи $3-i_x-2-\Sigma-4$ первой группы. Перио-

дический характер движения $D(B_3)$ обеспечивается за счет подключения делительного устройства 7 с помощью кулачковой (однооборотной) муфты 6 к двигателю M_2 .

Таким образом, данная структура обеспечивает периодическое наложение движения деления на непрерывное движение формообразования. Органы P, i_y, i_x служат для настройки соответственно направления, скорости и траектории движения $\Phi(B_1B_2)$, а i_y – для настройки пути движения $D(B_3)$ – угла поворота исполнительного звена II .

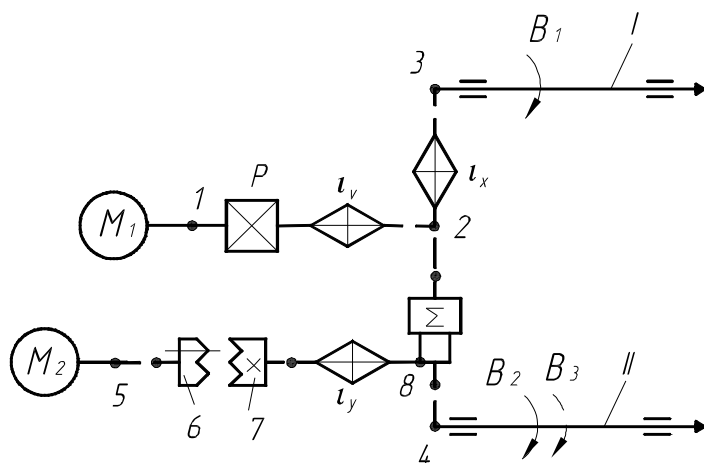


Рис. 2.8. Кинематическая структура станка с параллельным соединением сложной и простой кинематических групп

Последовательное соединение групп применяется, если общее исполнительное звено поочередно участвует то в одном, то в другом движении. Последовательное соединение групп обеспечивается механизмом, разрывающим или вновь соединяющим внутреннюю или внешнюю кинематические цепи.

Для этого служат специальные кулачковые муфты, делительные диски и другие устройства. Обычно таким способом соединяют группы движений формообразования и деления.

Например, в резьбофрезерном станке (рис. 2.9, а) группа винтового движения $\Phi_s(B_2\Pi_3)$ последовательно соединена с группой движения деления $D(B_4)$, что позволяет нарезать на нем многозаходные резьбы. После обработки одного захода движение $\Phi_s(B_2\Pi_3)$ отключается, и вручную выполняется операция деления. Для этого фиксатор 7 выводится из отверстия неподвижного делительного диска 8, отключая тем самым шпиндель I от внутренней связи, и с помощью рукоятки 9 шпиндель с заготовкой вручную поворачивают на угол $2\pi/k$, где k – число заходов нарезаемой резьбы. Затем фиксатор 7 вводят в отверстие делительного диска 8, т.е. замыкают винторезную цепь, обрабатывают второй заход и т.д.

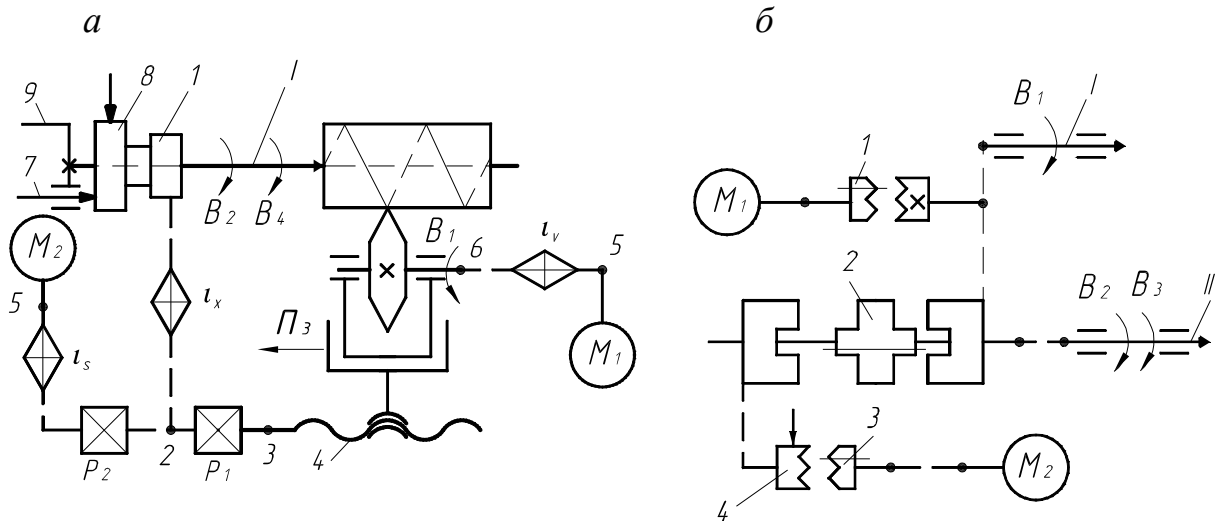


Рис. 2.9. Кинематическая структура станков с последовательным соединением сложной и простой групп: *а* – при ручном подключении группы деления; *б* – при автоматическом подключении группы деления

В автоматизированных станках переключение с одного движения на другое и обратно должно выполняться механически. Структура, изображенная на рис. 2.9, *б*, обеспечивает такое переключение. Исполнительное звено *II* поочередно участвует то в движении формообразования $\Phi_v(B_1B_2)$, совершая движение B_2 , то в движении деления $D(B_3)$, выполняя движение B_3 . Необходимые переключения осуществляются муфтами 1, 2 и 3: если муфта 3 выведена из зацепления с делительным диском 4, а муфты 1 и 2 включены вправо, то функционирует группа движения формообразования; если все муфты включены влево, то за счет разрыва внешней связи движение $\Phi_v(B_1B_2)$ отключается и выполняется движение $D(B_3)$. Последовательное соединение кинематических групп часто применяется в зубострогальных и зуборезных станках для нарезания конических зубчатых колес, когда по завершению цикла обработки каждой впадины заготовке сообщается поворот на угол между впадинами (движение деления).

Смешанное (параллельно-последовательное) соединение групп основано на разложении одного сложного движения на два менее сложных. Для этого внутренняя связь сложной группы должна иметь реверсивный механизм, работающий без относительного проскальзывания ведомого и ведущего элементов в момент реверса. При реверсировании элементарного движения, находящегося на общем исполнительном звене, сохраняется только простое движение деления. Такая структура характерна, в частности, для затыловочных станков, станков для обработки по методу обкатки конических колес и шлифования цилиндрических колес дисковым кругом.

Рассмотрим пример построения частной кинематической структуры токарно-затыловочного станка при затыловании дисковой фрезы

(рис. 2.10, а). Формообразование задней поверхности затылуемых зубьев фрезы b осуществляется сложным движением $\Phi_v(B_1\Pi_2)$, образованным согласованным вращением B_1 шпинделя I с затылуемой фрезой и прямолинейным перемещением Π_2 суппорта II , несущего режущий инструмент (резец или шлифовальный круг). Движение Π_2 обеспечивается кулачком 5, соединенным со шпинделем I внутренней связью 1-2- i_x -3 группы $\Phi_v(B_1\Pi_2)$.

Кроме движения формообразования для затылования всех зубьев фрезы необходимо также движение деления, которое должно быть вращательным, так как зубья дисковой фрезы расположены по окружности. Движение деления $D(B_1)$ создается элементарным движением B_1 , которое входит в состав движения формообразования $\Phi_v(B_1\Pi_2)$, за счет разложения последнего на два простых движения: делительное $D(B_1)$ – для осуществления процесса деления и вспомогательное $Vcp(\Pi_3)$ – для возвращения суппорта II в исходное положение. Разложение сложного движения формообразования на два простых и его восстановление производится кулачковым механизмом, который, являясь тяговым устройством, выполняет также функцию реверсивного механизма.

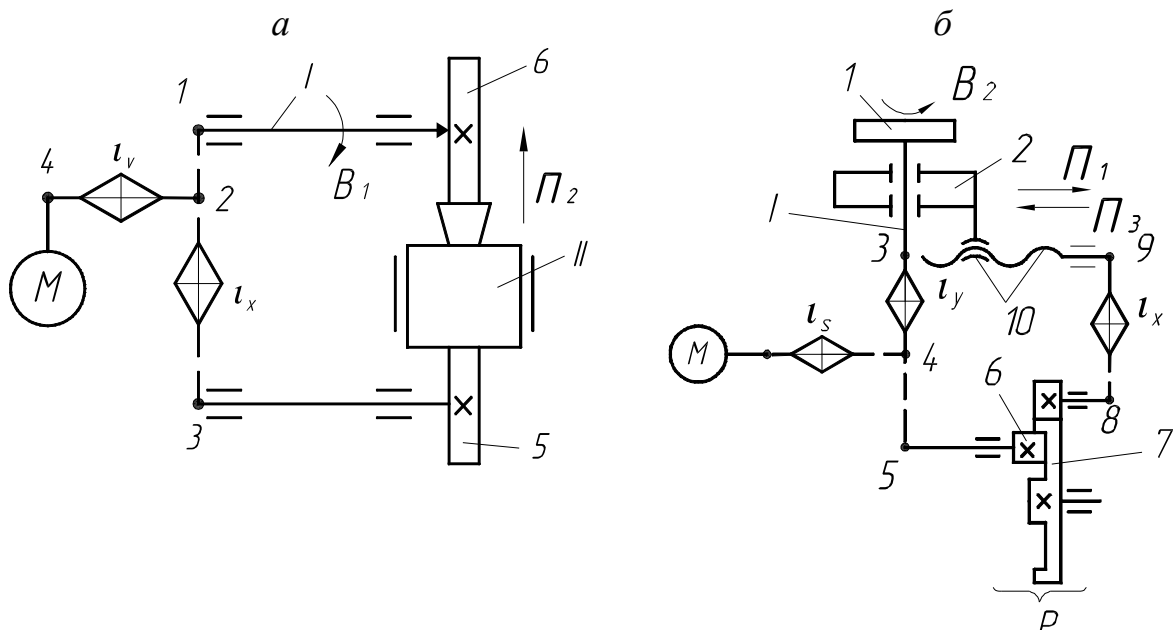


Рис. 2.10. Кинематическая структура со смешанным соединением групп формообразования и деления: а – затыловочного станка; б – зубошлифовального станка

Следует отметить, что поскольку движение B_1 не прекращается до окончания затылования всех зубьев фрезы, процесс деления осуществляется непрерывно: вначале одновременно с процессом формообразования (движение $\Phi_v(B_1\Pi_2)$), а затем отдельно (движение $D(B_1)$). Достигается это благодаря параллельно-последовательному соединению кинематических групп.

Аналогично строится кинематическая структура для создания движения формообразования профиля зубьев и движения деления при шлифовании по методу обкатки дисковым кругом цилиндрического зубчатого колеса (рис. 2.10, б). Процесс формообразования профиля зубьев основан на воспроизведении реечного зацепления за счет вращения B_2 стола I с заготовкой, согласованного цепью обката $3-i_y-4-5-6-P-8-i_x-9-10$ с прямолинейным движением Π_1 каретки 2. Настройка траектории движения обката $\Phi_s(\Pi_1 B_2)$ осуществляется гитарой i_x .

Для исключения возможности разрыва кинематической цепи при переходе от движения Π_2 к движению Π_3 и обратно в цепи обката должен быть установлен реверсивный механизм, работающий без проскальзывания. Таким механизмом на схеме по рис. 2.10, б является реверсивный механизм P с составным колесом 7, совершающим качательное движение при постоянном направлении вращения ведущего колеса 6. Поэтому при постоянном по непрерывлению вращении B_2 движение Π_1 каретки периодически меняется на противоположное по направлению движение Π_3 . В этот момент движение обката $\Phi_s(\Pi_1 B_2)$ прекращается, элементарное движение B_2 становится движением деления $D(B_2)$, а движение Π_1 заменяется вспомогательным движением $Vcn(\Pi_3)$, возвращающим каретку в исходное положение. Настройка движения $D(B_2)$ на путь производится гитарой i_y .

За время выполнения движения $Vcn(\Pi_3)$ осуществляется процесс деления – переход к обработке следующего зуба шлифуемого колеса. Затем это движение меняется на Π_1 , восстанавливается движение обката $\Phi_s(\Pi_1 B_2)$, и процесс повторяется до обработки всех зубьев. Так как вращение B_2 происходит непрерывно, то, как и в предыдущем примере, процесс деления осуществляется постоянно, вначале одновременно с процессом формообразования, затем отдельно, что обеспечивается благодаря параллельно-последовательному соединению кинематических групп.

2.3. Применение дифференциальных и бездифференциальных кинематических структур

Дифференциальные структуры. К дифференциальным относятся кинематические структуры с суммирующими механизмами, в качестве которых используются винтовые, реечные, червячные, планетарные и дифференциальные передачи. Они применяются в зубообрабатывающих, резьбообрабатывающих, затыловочных и других станках. Дифференциальную структуру имеет, например, зубофрезерный станок при нарезании косозубых колес (см. рис. 2.7).

Дифференциальные структуры различаются назначением и расположением суммирующего механизма. Он может находиться в одной группе для повышения точности ее работы или упрощения настройки параметров

создаваемого исполнительного движения. Суммирующий механизм может использоваться также для соединения кинематических групп между собой. В этом случае он позволяет одному и тому же звену участвовать одновременно в нескольких исполнительных движениях с независимыми и изменяемыми параметрами. Например, в зубофрезерном станке (см. рис. 2.7) стол II , благодаря наличию суммирующего механизма Σ , одновременно участвует в независимых движениях $\Phi_v(B_1B_2)$ и $\Phi_s(П_3B_4)$, совершая вращательное движение, равное сумме движений B_2 и B_4 . Здесь имеет место физическое сложение этих элементарных движений.

Бездифференциальные структуры. С точки зрения процесса формообразования безразлично, каким образом получено вращение стола, равное алгебраической сумме движений $B_2 \pm B_4$. Поэтому вместо физического (с помощью суммирующего механизма) возможно математическое сложение движений B_2 и B_4 . В этом случае имеем бездифференциальную структуру, так как необходимое для обработки винтовых зубьев соотношение между вращением инструмента B_1 и заготовки B_5 обеспечивается без суммирующего механизма одной кинематической цепью, соединяющей инструментальный шпиндель I со столом II (рис. 2.11). При этом для нарезания тех же зубьев движение B_5 по скорости и направлению должно быть таким же, как и результирующее движений B_2 и B_4 в предыдущем случае, что обеспечивается настройкой гитары i_x .

Структура станка, изображенная на рис. 2.11, является бездифференциальной. По сравнению с дифференциальной (см. рис. 2.7), благодаря исключению из внутренней связи $1-2-i_x-3-4$ суммирующего механизма, она содержит меньше передач и поэтому имеет более высокую кинематическую точность. Однако усложняется подбор сменных зубчатых колес при настройке гитары обкатки i_x , так как в данном случае значение ее передаточного отношения зависит не только от числа, но и от угла наклона нарезаемых зубьев.

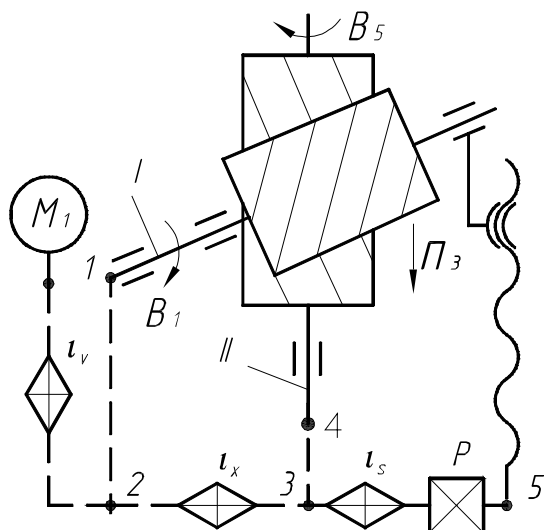


Рис. 2.11. Кинематическая структура бездифференциального зубофрезерного станка

Зачастую настройка гитары i_x связана с необходимостью изготовления специальных сменных зубчатых колес, что оправдано, как правило, в условиях крупносерийного и массового производства.

Станки с дифференциальной структурой, благодаря более простой перенастройке, эффективны в индивидуальном и мелкосерийном

производстве. Кроме того, дифференциальная структура обеспечивает настройку в более широком диапазоне, что следует учитывать при проектировании кинематики станка.

Следует иметь в виду, что замена дифференциальной структуры бездифференциальной, когда вместо физического сложения элементарных движений с помощью суммирующего механизма осуществляется их математическое сложение, возможно только при одновременном выполнении следующих условий [31]:

- слагаемые движения создаются общим источником движения (в механических системах) или согласованы системой управления (станки с ЧПУ);
- слагаемые движения одновременны, т.е. начинаются в один момент времени и имеют одинаковую длительность;
- слагаемые движения имеют одну и ту же скоростную характеристику, т.е. они или равномерны, или изменяются по одному закону.

Скрытые суммирующие передачи. При относительном перемещении узлов станка могут образовываться так называемые *скрытые суммирующие передачи*. Они не существуют в явном виде, как отдельный суммирующий механизм, а проявляются при работе станка вследствие особенностей конструкции приводов исполнительных органов. Скрытый суммирующий механизм может возникать во внешней или внутренней связях и искажает отдельные параметры создаваемого исполнительного движения по сравнению с заданным. Нежелательное влияние скрытого суммирующего механизма должно быть компенсировано или соответствующей настройкой кинематических цепей, или введением в структуру станка суммирующего механизма.

Такое решение характерно, например, для расточных станков, имеющих планшайбу 2 (рис. 2.12) с радиально перемещающимся (летучим) суппортом 1. Планшайба 2 получает вращение от двигателя M по цепи 11-12, содержащей орган настройки i_v . Вследствие вращения планшайбы шестерня 5 обкатывается по зубчатому колесу 6, и поэтому образуется скрытый планетарный механизм. Так как шестерня 5 кинематически через коническую 4 и винтовую 3 передачи связана с суппортом 1, то он по-

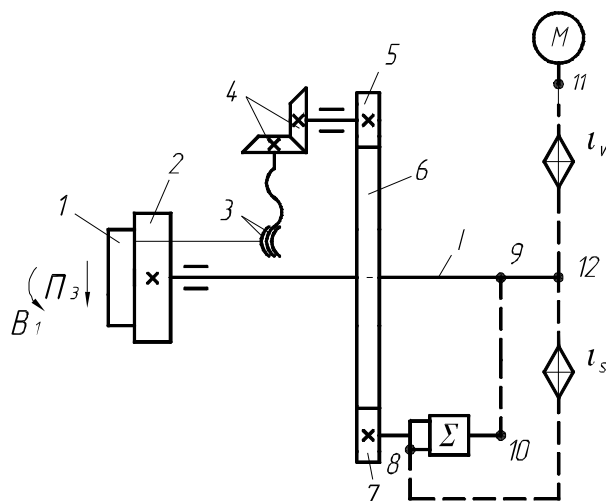


Рис. 2.12. Структурная схема механизма подачи радиального суппорта

лучает не требуемое радиальное перемещение. Для его исключения зубчатое колесо b , свободно установленное на валу I , должно вращаться с той же частотой и в том же направлении, что и планшайба. Это обеспечивается специальной кинематической цепью $9-10-\Sigma-7-6$, содержащей суммирующий механизм Σ . К его ведущему звену 8 подключена кинематическая цепь подач с органом настройки i_s (или регулируемым двигателем), что позволяет настраивать требуемую подачу II_2 суппорта I . Таким образом, в данном случае проявление скрытого суммирующего механизма компенсировано введением в структуру станка суммирующего механизма.

2.4. Типовые структуры внешних и внутренних связей кинематических групп

Из изложенного выше следует, что к основным этапам синтеза кинематической структуры станка относятся определение количества и характера кинематических групп исполнительных движений, выбор способа их соединения, построение кинематической структуры как совокупности групп движений формообразования, врезания и деления с необходимыми группами вспомогательных движений и движений управления. При этом синтез любой кинематической группы предусматривает построение ее внешней и внутренней связей, рациональное расположение в них органов настройки параметров создаваемой группой исполнительного движения и выбор положения звена соединения внешней и внутренней связей с учетом принятого способа соединения кинематических групп. Решение указанных задач синтеза связано в каждом конкретном случае с оптимизацией кинематической структуры станка.

Ниже рассмотрены общие принципы построения кинематической структуры станков для обработки сложных поверхностей, обеспечивающей возможность реализации при проектировании станков путей оптимизации кинематики формообразования. Основными задачами являются синтез типовых структур внутренних и внешних связей и выявление общих путей оптимизации кинематической структуры. Для решения задач синтеза целесообразно построение кинематической структуры станков на основе модульного принципа. Такой подход эффективно используется, в частности, при проектировании компоновок станков [5]. Рассмотрим применение данного принципа при синтезе кинематики станков.

2.4.1. Типовые модули кинематических связей формообразующих систем станков

Необходимое для формообразования заданной поверхности соотношение скоростей элементарных движений, создаваемых на станке соответ-

ствующей кинематической группой, обеспечивается ее внутренней связью. По конструктивному исполнению она может быть механического, немеханического или комбинированного типов.

В зависимости от состава создаваемых движений исполнительных органов внутренние связи имеют бездифференциальную или дифференциальную структуру. Бездифференциальная структура используется, если все элементарные движения, входящие в состав исполнительного движения, несоставные, например, $\Phi_v(B_1 P_2 P_3)$, $D(B_1 P_2)$. При составном движении исполнительного органа, например, $\Phi_s(P_1, P_2' + P_2'')$ внутренняя связь сложной кинематической группы должна иметь дифференциальную структуру, отличительным признаком которой является наличие, как минимум, одного суммирующего механизма.

Функциональная связь между движениями исполнительных органов станка обеспечивается определенной совокупностью органов настройки параметров результирующего движения. Данная совокупность может быть идентичной для групп, создающих различные по структуре исполнительные движения и поэтому может рассматриваться как *типовой кинематический модуль*. Для удобства систематизации и сокращения типов модулей в качестве их конечных звеньев целесообразно принять вращающиеся элементы. Последние при синтезе конкретной внутренней связи кинематически связываются с исполнительными органами станка через механизмы, обеспечивающие необходимый характер их движений (непрерывный, прерывистый, возвратно-поступательный, качательный и т.д.).

Бездифференциальные кинематические модули. На рис. 2.13 представлены структурные схемы основных типов бездифференциальных модулей внутренних связей кинематических групп с двумя исполнительными органами. В табл. 2.3 дано описание структуры модулей и согласуемых ими движений ($B_1 B_2$) конечных звеньев 1 и 2, а также приведены зависимости, определяющие передаточные отношения модулей.

Для идентификации модулей приняты следующие обозначения: модуль дифференциальный – D ; недифференциальный – \bar{D} ; механический – M , немеханический – \bar{M} ; комбинированный – K . Цифрами обозначаются модификации модулей. Конкретизация структуры модуля достигается введением в ее описание основных его компонентов и связей между ними (см. табл. 2.3).

Бездифференциальный механический модуль (рис. 2.13, а) содержит между конечными звеньями 1 и 2 последовательно расположенные орган настройки постоянного передаточного отношения i_0 и орган настройки i_y с переменным передаточным отношением. На базе модулей данного типа построены, например, цепи обката зубодолбежных станков для обработки спирально-винтовых и некруглых цилиндрических зубчатых колес.

Таблица 2.3

Структура и характеристики типовых кинематических модулей

Базовые модули

Тип модуля	Базовое движение	Структура модуля	Передаточное отношение модуля
$\bar{ДМ}1$	$B_1\tilde{B}_2$	$1 - i_o - i_y - 2$	$\pm ai_o i_y$
$\bar{ДМ}1$	$B_1\tilde{B}_2, \tilde{B}_1\tilde{B}_2$	$1 - M_1 - i_y - M_2 - 2$	$\pm ai_y$
$\bar{ДМ}2$	$B_1\tilde{B}_2$	$1 - PP - i_y - M - 2$	$\pm ai_y$
$\bar{ДК}1$	$B_1\tilde{B}_2$	$1 - M_1 - M_1 - i_o - i_y - 2$	$\pm ai_o i_y$
$ДМ1$	$\tilde{B}_1(B_2' + \tilde{B}_2'')$ $B_1(B_2' + \tilde{B}_2'')$	$1 - i_o - \sum \left[i_y \right] - 2$	$\pm ai_o \pm bi_y$
$ДМ2$	$\tilde{B}_1(B_2' + \tilde{B}_2'')$ $B_1(B_2' + \tilde{B}_2'')$	$1 - i_o - \sum \left[i_y \right] - 2$	$i_o(\pm a \pm bi_y)$
$ДК1$	$B_1(B_2' + \tilde{B}_2'')$	$1 - i_o - \sum \left[PP - i_y - M \right] - 2$	$\pm ai_o \pm bi_y$
$ДК2$	$B_1(B_2' + B_2'')$	$1 - i_o - \sum \left[M - i_y - PP \right] - 2$	$\pm i_o(\pm bi_y \pm a)$

Составные модули

Тип модуля	Базовое движение	Структура модуля	Передаточное отношение модуля
$C2\bar{ДМ}1$	$B_1\tilde{B}_2$	$1 - i_{o1} - i_{y1} - 3 - i_{o2} - i_{y2} - 2$	$\pm ai_{o1}i_{o2}i_{y1}i_{y2}$
$C2ДМ1$	$(B_1' + \tilde{B}_1'')(B_2' + \tilde{B}_2'')$	$1 - \sum_1 \left[i_{y1} \right] - i_{o1} - 3 - i_{o2} - \sum_2 \left[i_{y2} \right] - 2$	$\frac{\pm ci_{o2} \pm di_{y2}}{\pm ai_{o1} \pm bi_{y1}}$
$C(ДМ1 + ДМ2)$	$(B_1' + \tilde{B}_1'')(B_2' + \tilde{B}_2'')$	$1 - \sum_1 \left[i_{y1} \right] - i_{o1} - 3 - i_{o2} - \sum_2 \left[i_{y2} \right] - 2$	$\frac{i_{o2}(\pm c \pm di_{y2})}{\pm ai_{o1} \pm bi_{y1}}$
$C(\bar{ДМ}1 + ДМ1)$	$\tilde{B}_1(B_2' + \tilde{B}_2'')$	$1 - i_{o1} - i_{y1} - 3 - i_{o2} - \sum_2 \left[i_{y2} \right] - 2$	$\frac{\pm ai_{o1} \pm bi_{y1}}{\pm ci_{o2}i_{y2}}$

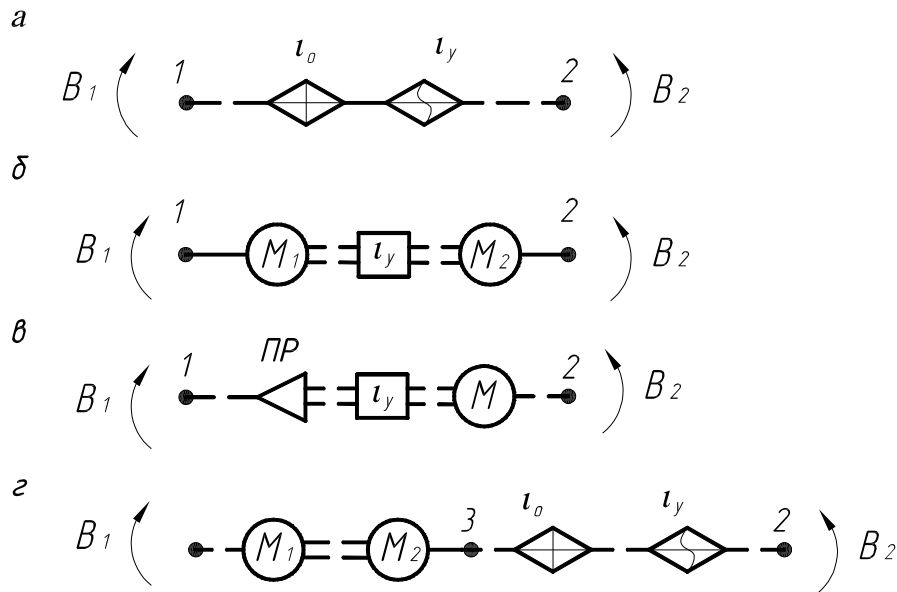


Рис. 2.13. Структурные схемы типовых бездифференциальных кинематических модулей: *a* – механический модуль; *б, в* – немеханические модули; *г* – комбинированный модуль

Орган настройки i_y определяет закон и диапазон изменения отношения скоростей движений исполнительных звеньев, а орган i_0 – абсолютные значения этого отношения. Для расширения технологических возможностей станка модули данного типа могут иметь несколько органов настройки с непрерывно изменяющимся или постоянным передаточным отношением.

Бездифференциальные немеханические модули $\overline{ДМ}1$ и $\overline{ДМ}2$ (рис. 2.13, *б, в*) основаны на применении регулируемых двигателей и предназначены для станков с аналоговыми и числовыми системами управления. В модуле $\overline{ДМ}2$ связь между движениями конечных звеньев обеспечивается устройством управления в сочетании с датчиком-преобразователем $ПР$, что характерно для винторезных цепей токарных станков с ЧПУ. Модуль $\overline{ДК}1$ (рис. 2.13, *г*) комбинированного типа построен на базе модуля $\overline{ДМ}1$, дополненного двумя взаимосвязанными электрически синхронными электродвигателями (цепь $1 - M_1 - M_2 - 3$), что позволяет уменьшить число кинематических пар и повысить кинематическую точность. Такой модуль применяется в зубошлифовальных станках, работающих абразивным червяком.

В рассмотренных бездифференциальных модулях связь между частотами n_1 и n_2 конечных звеньев 1 и 2 выражается уравнением

$$n_2 = n_1 a i_y i_0, \quad (2.1)$$

где a – постоянная кинематической цепи.

Выражение (2.1) является исходным для определения закона изменения передаточного отношения i_y модуля.

Дифференциальные кинематические модули. Модули с дифференциальной структурой (рис. 2.14) благодаря суммирующему механизму позволяют создавать неравномерное вращение ведомого звена как сумму равномерного и неравномерного движений ($B_2 = B_2' + \tilde{B}_2''$).

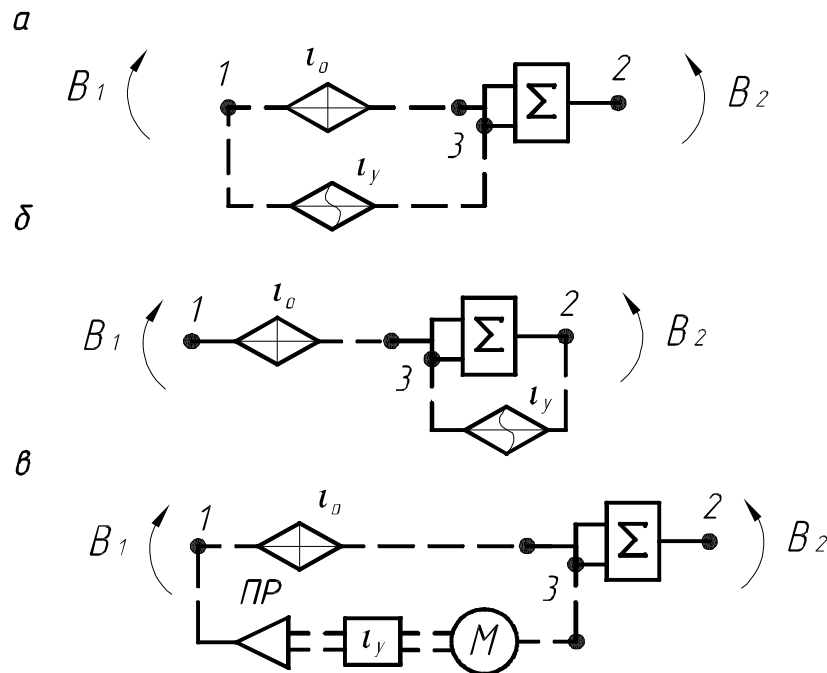


Рис. 2.14. Структура типовых дифференциальных кинематических модулей:
а, б – механические модули; в – комбинированный модуль

Модуль ДМ1 обеспечивает независимую настройку составляющих B_2' и \tilde{B}_2'' соответственно органами i_0 и i_y . Частоты вращения конечных звеньев модуля связаны между собой уравнением

$$n_2 = n_1(\pm a i_0 \pm b i_y), \quad (2.2)$$

где a и b – постоянные кинематических цепей $1-i_0-\Sigma-2$ и $1-i_y-\Sigma-2$ соответственно.

На модуле ДМ1 построены внутренние связи станков для обработки некруглых валов, резьб и шлицев переменного шага, зубофрезерования колес с бочкообразными зубьями и других станков.

Особенностью модуля ДМ2 (рис. 2.14, в) является наличие замкнутого суммирующего механизма, так как его ведущее звено 3 связано кинематически с конечным звеном 2 модуля. Такой модуль обеспечивает компактность конструкции и высокую точность коррекционных устройств, в

частности, винторезных цепей резьбообрабатывающих станков. Связь между частотами движений B_1 и B_2 в этом случае выражается зависимостью

$$n_2 = n_1 i_0 (\pm l \pm di_y). \quad (2.3)$$

Комбинированные кинематические модули. Дифференциальный модуль комбинированного типа $ДК1$ (рис. 2.14, в) содержит между звеном 1 и суммирующим механизмом Σ две параллельные кинематические цепи: механическую с органом настройки i_0 для настройки составляющей B'_2 движения B_2 и мехатронную цепь $1-PP-i_y-M-3-\Sigma$ для настройки его составляющей B''_2 . Применение такого модуля целесообразно при неравномерном составном вращательном или поступательном движении исполнительного органа. На базе модуля $ДК1$ основана кинематика станков для обработки винтовых поверхностей переменного шага и зубофрезерных станков для нарезания колес с модифицированными зубьями.

Сложенные кинематические модули. Рассмотренные выше структуры относятся к классу базовых структур. Сочетанием одинаковых или различных базовых модулей образуются сложенные или составные (C) модули. В зависимости от входящих в них базовых модулей они могут быть бездифференциального \bar{D} , дифференциального D и смешанного $D\bar{D}$ типов.

В табл. 2.3 и на рис. 2.15 приведены некоторые модули данного класса. Структура составных модулей обусловлена их функциональным назначением. Например, независимое регулирование обоих неравномерных движений \tilde{B}_1 и \tilde{B}_2 с целью расширения технологических возможностей станка обеспечивает бездифференциальный модуль $C2\bar{D}M1$ (рис. 2.15, а), включающий два последовательно соединенных модуля $\bar{D}M1$. Согласование составных неравномерных движений $B_1 = B'_1 + \tilde{B}_1''$ и $B_2 = B'_2 + \tilde{B}_2''$ обеспечивает сложенный дифференциальный модуль $C2DM1$ (рис. 2.15, б), образованный двумя модулями $DM1$. Постоянные B'_1 , B'_2 и переменные \tilde{B}_1'' и \tilde{B}_2'' составляющие этих движений настраиваются соответственно органами i_{0_1} , i_{0_2} , i_{y_1} , i_{y_2} . При вращении промежуточного звена 3 с частотой n конечное звено 1 имеет частоту

$$n_1 = n(\pm ai_{0_1} \pm bi_{y_1}), \quad (2.4)$$

а звено 2 частоту

$$n_2 = n(\pm ci_{0_2} \pm di_{y_2}), \quad (2.5)$$

где a, b, c, d – постоянные кинематических цепей, соответственно $3-i_{0_1}-\Sigma_1-1$; $3-4-i_{y_1}-\Sigma_1-1$; $3-i_{0_2}-\Sigma_2-2$; $3-4-i_{y_2}-\Sigma_2-2$.

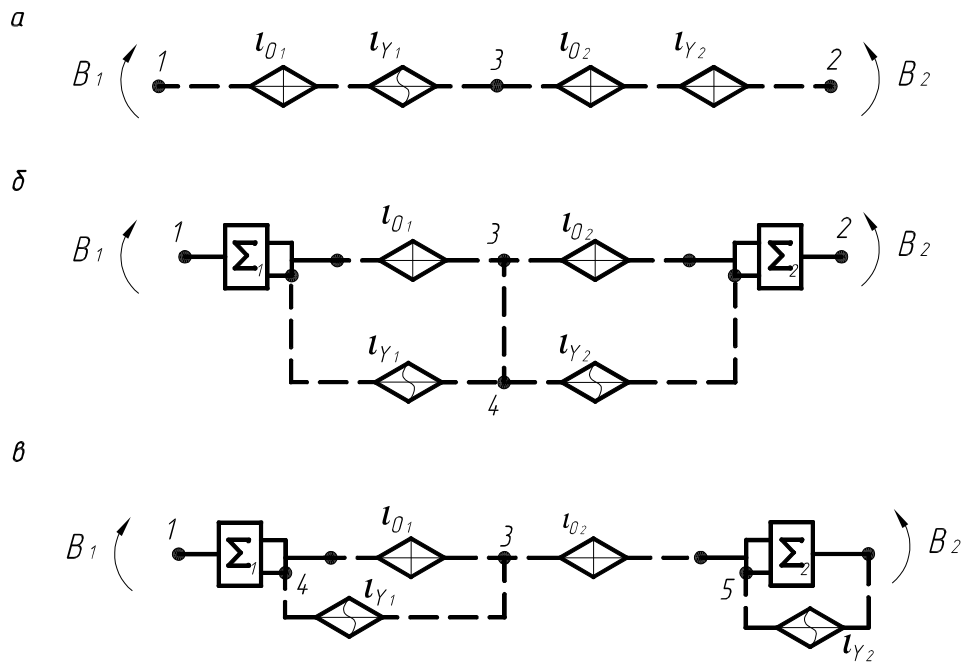


Рис. 2.15. Структура сложных кинематических модулей:
 а – для несоставных движений исполнительных органов; б, в – для составных движений исполнительных органов

Модифицированные модули данного типа отличаются количеством и размещением органов настройки. Так, вместо двух органов настройки (i_{y_1} , i_{y_2}) модуль может иметь один с переменным передаточным отношением (i_y), расположенный между параллельными цепями, соединяющими между собой суммирующие механизмы.

Структура составного модуля может быть образована из разных базовых модулей одного или различных типов. Например, модуль $C (DM1 + DM2)$ содержит последовательно соединенные дифференциальные механические модули $DM1$ и $DM2$ (рис. 2.15, в). Частоты вращательных движений конечных звеньев 1 и 2 выражаются соответственно зависимостями (2.2) и (2.3). При исключении из данной структуры органа i_{y_1} орган i_{y_2} должен быть связан дополнительно со звеном 4 суммирующего механизма Σ_1 . Такая структура модуля позволяет разделить одно неравномерное движение между двумя исполнительными органами.

Сложные модули смешанного типа состояются из дифференциальных и бездифференциальных базовых модулей. Например, модуль $C (\bar{DM}1 + DM1)$ (см. табл. 2.3) представляет сочетание механических модулей $\bar{DM}1$ и $DM1$, соединенных между собой через два конечных звена. Частоты конечных звеньев сложного модуля определяются в данном случае зависимостями, аналогичными (2.1) и (2.2). Для создания составно-

го движения $B_1(B_2' + \tilde{B}_2'')$ ведущее звено 3 модуля должно находиться между органами i_{y_1} и i_{y_2} . Такие модули расширяют возможности станков по реализуемым схемам формообразования.

2.4.2. Синтез внутренних связей кинематических групп на базе типовых модулей

На базе типовых кинематических модулей могут быть построены внутренние связи кинематических групп различных видов исполнительных движений. В качестве примера рассмотрим их применение для синтеза внутренних связей кинематических групп, создающих винтовое движение формообразования при обработке поверхностей переменного шага с направляющими в виде цилиндрической винтовой линии и образующими постоянной длины. Такие поверхности характерны для цилиндрических резьб переменного шага и постоянной глубины. Переход от них к модифицированным внутренним связям, используемым, например, в кинематической структуре станков для обработки винтовых поверхностей конических резьб и резьб переменной глубины, осуществляется традиционными приемами, поэтому такие производные структуры здесь не рассматриваются.

Для обработки указанного класса поверхностей кинематическая группа винтового движения имеет два исполнительных органа – шпиндель 1 и суппорт 2 (рис. 2.16). В общем случае движение каждого исполнительного органа кинематически может создаваться как сумма постоянного и переменного элементарных движений, поэтому при синтезе кинематической структуры группы следует учитывать, что винтовое движение формообразования может быть двухэлементарным $\Phi(B_1, \tilde{P}_2)$, трехэлементарным $\Phi(B_1, P_2' + \tilde{P}_2'')$ или $\Phi(B_1' + \tilde{B}_1'', P_2)$ и четырехэлементарным $\Phi(B_1' + \tilde{B}_1'', P_2' + \tilde{P}_2'')$.

В зависимости от количества элементарных движений (два, три, четыре) и их распределения между исполнительными органами возможны четыре типа структур внутренних связей групп винтового исполнительного движения.

Анализ структуры первого типа. Структуру первого типа имеют внутренние связи групп двухэлементарного винтового движения формообразования вида $\Phi(B_1, \tilde{P}_2)$, $\Phi(\tilde{B}_1, P_2)$ или $\Phi(\tilde{B}_1, \tilde{P}_2)$. Такое движение обеспечивается при введении во внутреннюю связь бездифференциального кинематического модуля типа $\overline{DM}1$, $\overline{DM}1$ или $\overline{DM}2$ и соединенного с одним из его конечных звеньев тягового устройства.

В структуре внутренней связи с механическим модулем (структура 1-1) органы настройки i_y и i_0 расположены между шпинделем 1 и суппортом 2 последовательно, поэтому шаг H винтового движения изменяется в

прямо пропорциональной зависимости от значения передаточного отношения i_y :

$$H = ai_y i_0, \quad (2.6)$$

где a – постоянная кинематической цепи внутренней связи.

Исходя из зависимости (2.6), диапазон R_H изменения шага в данном случае равен диапазону R_{i_y} регулирования передаточного отношения i_y :

$$R_H = R_{i_y} = i_{y \max} / i_{y \min}, \quad (2.7)$$

где $i_{y \max}, i_{y \min}$ – предельные значения передаточного отношения органа настройки i_y .

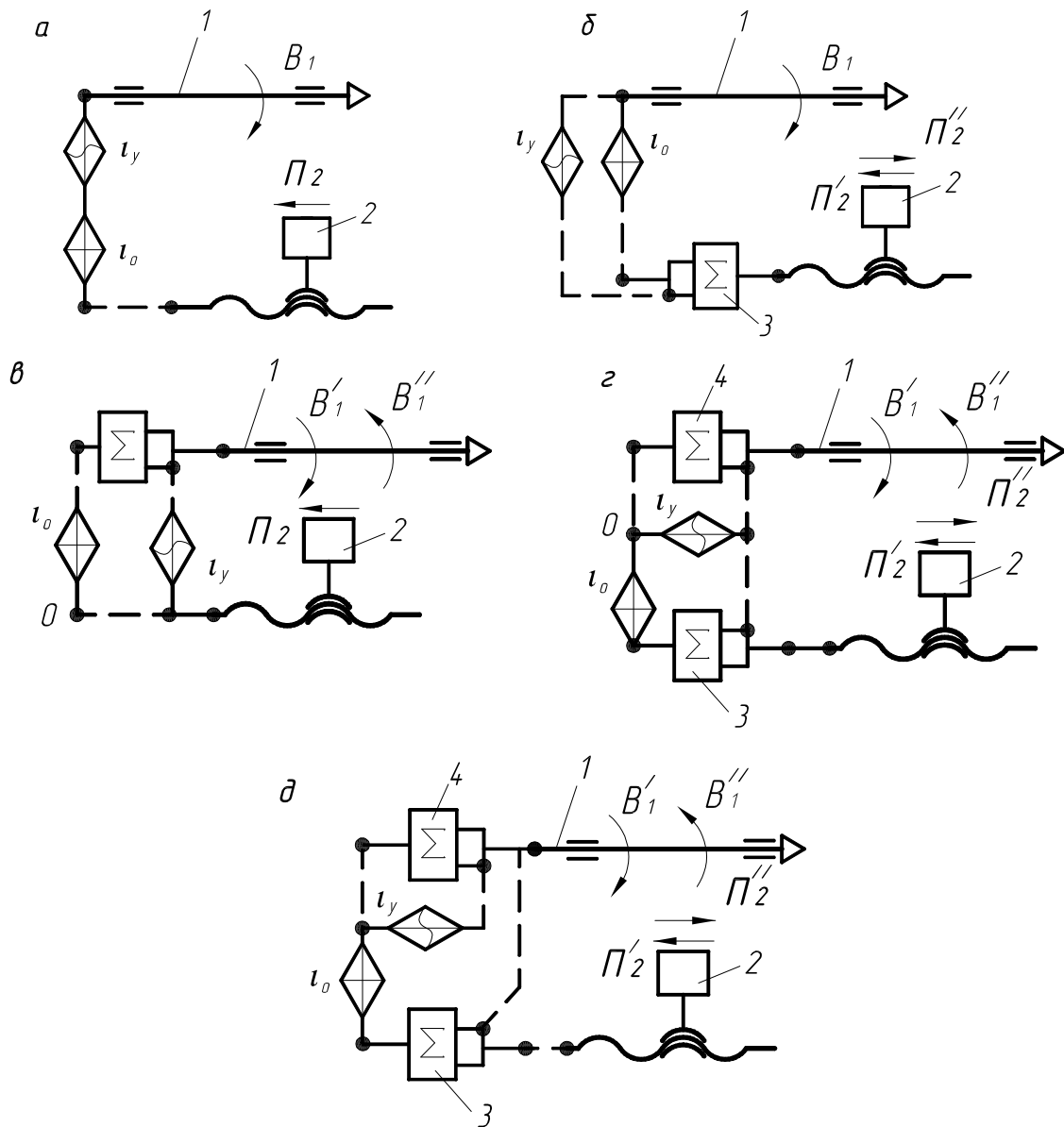


Рис. 2.16. Типовые структуры внутренних связей кинематических групп винтового движения переменного шага: а – двухэлементарного; б, в – трехэлементарного; г, д – четырехэлементарного

Анализ структуры второго типа. Структуры второго типа присущи большинству известных станков для обработки винтовых поверхностей переменного шага, основанных на трехэлементарном движении формообразования $\Phi (B_1, \Pi_2' \pm \tilde{\Pi}_2'')$, $\Phi (\tilde{B}_1, \Pi_2' \pm \tilde{\Pi}_2'')$. Имея общую структуру, они различаются типом дифференциального кинематического модуля, определяющим конструкцию механизма изменения шага. При применении модуля типа ДМ1 (структура II – 1) внутренняя связь кинематической группы винтового движения формообразования этих станков содержит между шпинделем и суппортом две настраиваемые кинематические цепи, одна из которых с постоянным передаточным отношением i_0 обеспечивает настройку постоянной составляющей шага H_0 , а вторая, с переменным передаточным отношением i_y – настройку его переменной составляющей. Обе кинематические цепи расположены параллельно друг другу между шпинделем и тяговым устройством и соединяются между собой посредством суммирующего механизма 3, с ведомым звеном которого связан ходовой винт (рис. 2.16, б).

Кинематические группы с такой внутренней связью создают исполнительные движения вида $\Phi (B_1, \Pi_2' \pm \tilde{\Pi}_2'')$ или $\Phi (\tilde{B}_1, \Pi_2' \pm \tilde{\Pi}_2'')$, шаг которых линейно зависит от i_y

$$H = \pm ai_y \pm bi_0, \quad (2.8)$$

где a, b – постоянные кинематических цепей внутренней связи. Таким образом, рассматриваемая структура обеспечивает три типа различных зависимостей $H = H(i_y)$.

Диапазон изменения переменной составляющей шага \tilde{H} в этих трех случаях равен диапазону регулирования передаточного отношения i_y , так как $\tilde{H} = ai_y$. Практически предпочтительны более простые в реализации зависимости $H = H(i_y)$, обеспечивающие заданный диапазон изменения шага R_H обрабатываемой поверхности при меньшем диапазоне изменения передаточного отношения R_{i_y} . Это имеет место при противоположно направленных движениях $\tilde{\Pi}_2'$ и $\tilde{\Pi}_2''$:

$$R_H = R_{i_y} (ai_{y\max} - bi_0) / (ai_{y\max} - R_{i_y} bi_0). \quad (2.9)$$

Согласно (2.9) $R_H > R_{i_y}$, что является существенным преимуществом данной структуры. При одинаково направленных движениях $\tilde{\Pi}_2'$ и $\tilde{\Pi}_2''$ достигается максимальное значение шага H винтового движения.

Структура винторезной цепи второго типа по сравнению со структурой первого типа является более универсальной и имеет также следующие преимущества:

– возможность при одинаково направленных движениях Π_2' и $\tilde{\Pi}_2''$ благодаря наличию настраиваемой постоянной составляющей шага ai_0 обеспечить его максимальные значения H_{\max} при значительно меньшем значении i_y , что технически проще в реализации;

– возможность при противоположно направленных движениях Π_2' и $\tilde{\Pi}_2''$ обрабатывать винтовые поверхности с диапазоном изменения шага, превышающим диапазон изменения передаточного отношения i_y , а также обрабатывать винтовые поверхности с изменяющимся по величине и направлению шагом, что может быть использовано, например, при обработке замкнутых винтовых канавок;

– возможность за счет настройки величины ai_0 обрабатывать изделия с различным законом изменения шага без изменения закона его переменной составляющей.

Структуры второго типа целесообразно использовать также при проектировании специальных резьбообрабатывающих станков с коррекционными устройствами, которые позволяют повысить кинематическую точность станков и упростить их настройку. На этом основана, в частности, структура винторезных цепей резьбошлифовальных и токарных резьбонарезных станков, оснащенных коррекционным устройством. Формообразование винтовой линии (направляющей поверхности резьбы) в этом случае осуществляется движением $\Phi_s(B_1\Pi_2)$, причем перемещение суппорта $\Pi_2 = \Pi_2' + \Pi_2''$ является составным. Движение Π_2'' создается коррекционным устройством и складывается с движением Π_2' с помощью суммирующего механизма. Благодаря движению Π_2'' обеспечивается возможность компенсировать погрешность винторезной цепи или нарезать специальные резьбы.

Структура внутренней связи кинематической группы движения $\Phi_s(B_1\Pi_2 + \Pi_2'')$ зависит от конструкции и расположения суммирующего механизма, а также соединения его с другими элементами.

На рис. 2.17, а изображена структура внутренней связи с незамкнутым суммирующим механизмом 3. Шпиндель I кинематически соединен с суппортом Π по двум цепям: $I-i_y-P-3-4-2-5$ и $I-i_z-3-4-2-5$, первой из которых посредством органа настройки i_y осуществляется связь движений B_1 и Π_2' , а второй с помощью органа настройки i_z , – движений B_1 и Π_2'' .

Для повышения кинематической точности и упрощения конструкции более широко применяется вариант с замкнутым суммирующим механизмом в виде передачи винт-гайка (рис. 2.17, б). Орган настройки i_y представляет собой коррекционную линейку (копир), взаимодействуя с кото-

рой, гайка 3 получает вращение, преобразуемое передачей винт-гайка в движение Π''_2 . Вращение ведущего звена суммирующего механизма или гайки может осуществляться также от отдельного двигателя, аналогично тому, как показано на рис. 2.14, в.

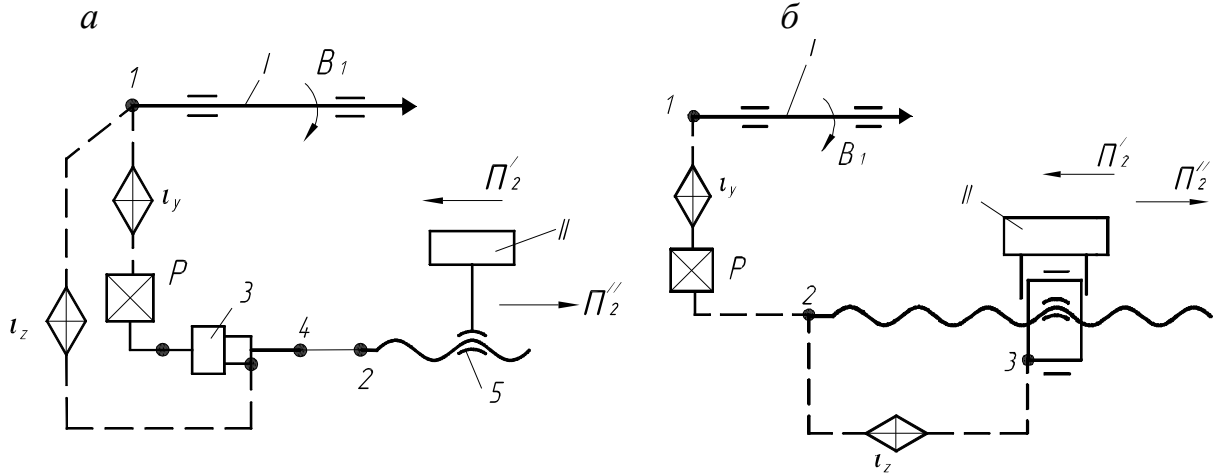


Рис. 2.17. Кинематические структуры внутренних связей кинематических групп винтового движения с коррекционными устройствами: а – с незамкнутым суммирующим механизмом; б – с замкнутым суммирующим механизмом

Анализ структуры третьего типа. Структурные схемы внутренних связей третьего типа основаны на сообщении шпинделю составного вращательного движения, а суппорту – поступательного движения и позволяют создавать трехэлементарные движения формообразования вида $\Phi(B'_1 + \tilde{B}''_1, \Pi_2)$ или $\Phi(B'_1 + \tilde{B}''_1, \tilde{\Pi}_2)$. Конструктивным признаком структур этого типа (рис. 2.16, в) является соединение ведомого звена суммирующего механизма кинематического модуля со шпинделем 1 (структура III-1).

Определим реализуемые данной структурой зависимости $H = H(i_y)$.

Обозначим:

n_0 – частота вращения звена 0 винторезной цепи, расположенного между органами i_0 и i_y ; i_1 – передаточное отношение кинематической цепи между звеном 0 и суппортом; $i_2(i_3)$ – передаточное отношение ненастраиваемых передач кинематической цепи между звеном 0 и шпинделем, содержащей орган $i_0(i_y)$; t – шаг тягового вала винторезной цепи.

Тогда мгновенное значение частоты n вращения шпинделя и скорости S поступательного перемещения суппорта составят:

$$n = n_0(\pm i_2 i_0 \pm i_3 i_y); \quad (2.10)$$

$$S = n_0 i_1 t. \quad (2.11)$$

На основании (2.10) и (2.11)

$$H = 1/(\pm ci_y \pm di_0), \quad (2.12)$$

где $d = i_2/(i_1 t)$; $c = i_3/(i_1 t)$.

Из (2.12) следует, что максимальный диапазон изменения шага R_H имеет место при разнонаправленных движениях B_1' и \tilde{B}_1'' и составляет величину, превышающую R_{i_y} :

$$R_H = R_{i_y} (ci_{y_{\max}} - di_0)/(ci_{y_{\max}} - R_{i_y} di_0). \quad (2.13)$$

Рассмотренные структуры II – 1 и III – 1 основаны на базовом кинематическом модуле ДМ1. Аналогично могут быть построены внутренние связи на базе модуля ДМ2 и составных модулей типа ДД.

Анализ структуры четвертого типа. Четырехэлементарное винтовое движение $\Phi(B_1' + \tilde{B}_1'', \Pi_1' + \tilde{\Pi}_1'')$ реализуется структурами четвертого типа. Их конструктивным признаком является наличие во внутренней связи составного модуля типа ДД с двумя суммирующими механизмами (рис. 2.16, з), ведомый элемент одного из которых связан с суппортом, а другого – со шпинделем. В зависимости от используемого кинематического модуля и расположения органов настройки между исполнительными органами возможны множество структур внутренних связей этого типа. Рассмотрим структуру IV-1, построенную на базе модифицированного модуля С2ДМ1 с одним органом настройки i_y (см. рис. 2.16, з).

Пусть:

n_0 – частота вращения звена O винторезной цепи;

i_1 – передаточное отношение кинематической цепи между звеном O и шпинделем, не содержащей орган i_y ;

i_2 – передаточное отношение постоянных передач кинематической цепи с органом i_y , связывающей звено O со шпинделем;

i_3 – передаточное отношение ненастраиваемых передач кинематической цепи между звеном O и ходовым винтом, содержащей орган i_0 ;

i_4 – передаточное отношение ненастраиваемых передач кинематической цепи с органом настройки i_y , содержащей звено O и ходовой винт с шагом t .

Частота n вращения шпинделя и скорость S перемещения суппорта в этом случае

$$n = n_0(\pm i_1 \pm i_y i_2), \quad (2.14)$$

$$S = n_0(\pm i_3 i_0 \pm i_y i_4)t. \quad (2.15)$$

Согласно (2.14) и (2.15) рассматриваемая схема реализует девять различных зависимостей вида $H = H(i_y)$, анализ которых показывает, что максимальное значение шага имеет место при

$$H = (i_0 \pm ai_y)/(b - ci_y), \quad (2.16)$$

где

$$a = i_4/i_3; \quad b = i_1/(i_3t); \quad c = i_2/(i_3t). \quad (2.17)$$

При

$$H = (ai_y - i_0)/(b - ci_y) \quad (2.18)$$

достигается максимальный диапазон изменения шага

$$R_H = R_{i_y} \frac{(ai_{y\max} - i_0)(b - ci_{y\min})}{(ai_{y\min} - R_{i_y}i_0)(b - ci_{y\max})}. \quad (2.19)$$

Значения второго множителя в правой части выражения (2.19) больше единицы, поэтому диапазон изменения шага в данном случае может многократно превышать R_{i_y} , что расширяет возможности станка.

Особенностью структуры IV-2 внутренней связи (рис. 2.16, д) является то, что ведомое звено суммирующего механизма 4, установленного в цепи вращения шпинделя 1, кинематически связано с ведущим звеном суммирующего механизма 3. Тем самым обеспечивается множество функциональных зависимостей $H = H(i_y)$, производных от выражения

$$H = i_0/(a \pm bi_y) \pm c \quad (2.20)$$

и существенно отличающихся от реализуемых внутренней связью со структурой IV-1. Это обусловлено различием в кинематических связях между конструктивными элементами кинематического модуля. Таким образом, универсальность формообразующей системы определяется структурой входящих в нее кинематических модулей.

2.4.3. Синтез структуры внешних связей кинематических групп

Типовые структуры внешней связи. Структура внешней связи определяется ее функциональным назначением – передачей энергии от двигателя во внутреннюю связь и настройкой исполнительного движения по требуемым параметрам (в общем случае по скорости, направлению, исходной точке и длине пути). На рис. 2.18, а изображена типовая широко применяемая в станках структура внешней связи, обеспечивающая настройку исполнительного движения по скорости и направлению. Для этого во внешней связи 1-2 размещены реверсивный механизм P и орган настройки i_v , который в зависимости от назначения и степени универсальности станка может быть выполнен в виде коробки скоростей, сменных шкивов или зубчатых колес.

Звено 2 является звеном соединения внешней и внутренней связей. Функцию реверсивного механизма может выполнять двигатель M (приводы главного движения фрезерных, сверлильных и других станков) или орган настройки i_v , в котором, например, предусматривается возможность установки дополнительного сменного зубчатого колеса. Исключение реверсивного движения упрощает конструкцию привода станка.

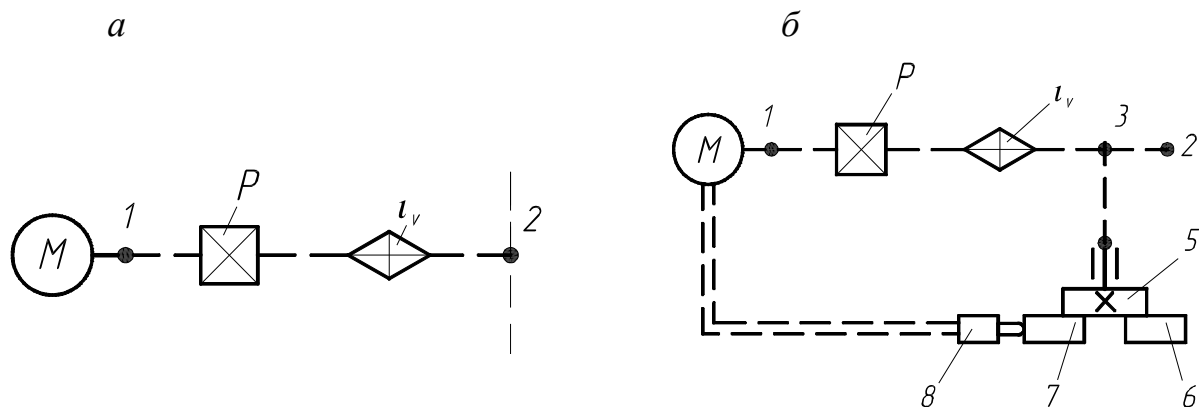


Рис. 2.18. Типовая структура внешних связей при настройке движения по скорости и направлению (*а*) и дополнительно по началу и длине пути (*б*)

Структура внешней связи, представленная на рис. 2.18, *б*, кроме параметров скорости и направления, обеспечивает также настройку исполнительного движения на начало и длину пути. Для этого предусмотрен диск 5 с упорами 6 и 7, которые через переключатель 8 управляют двигателем M . Применяется также вариант, когда упоры 6 и 7 через механическую систему управляют муфтой, установленной в цепи 1-2 (приводы подач вертикально-сверлильных станков). Во внешних связях размещаются также механизмы, обеспечивающие заданный характер исполнительного движения, например, однооборотные муфты, храповые или мальтийские механизмы – для получения прерывистого движения, кривошипные или кулачковые механизмы – для создания возвратно-поступательного движения исполнительного органа.

Таким образом, структура внешней связи зависит от количества настраиваемых ею параметров исполнительного движения, а также типа двигателя (регулируемый, нерегулируемый). При нерегулируемом двигателе, в общем случае, она содержит органы настройки скорости и направления исполнительного движения.

Задача синтеза структуры внешней связи состоит также в выборе рационального расположения органов настройки в кинематической цепи между двигателем и звеном соединения связей, в частности, исходя из усло-

вий минимизации габаритов и веса привода, обеспечения его быстродействия и других требований.

В приводах главного движения первое условие обеспечивается при расположении реверсивного механизма в начале указанной цепи (см. п. 2.7.1), а также выполнении его функции двигателем. В приводах с регулируемым двигателем последний, в зависимости от диапазона регулирования частоты его вращения, полностью или частично выполняет также функцию органа настройки скорости исполнительного движения. Повышение быстродействия привода по изменению направления движения достигается при расположении реверсивного механизма перед исполнительным органом.

Важным требованием к структуре внешней связи кинематической группы с неравномерными движениями исполнительных органов является обеспечение стабилизации скорости исполнительного движения. Его выполнение возможно за счет непрерывного изменения передаточного отношения кинематической цепи внешней связи или частоты вращения двигателя, что обеспечивается соответствующей структурой кинематической группы.

В первом случае внешняя связь содержит орган настройки с переменным передаточным отношением и кинематическую цепь, связывающую его переключающее устройство с одним из звеньев внутренней связи. Во втором случае, при осуществлении элементарных движений от одного двигателя, данное звено или исполнительный орган кинематически соединяют с датчиком положения, связанным с системой управления, обеспечивающей регулирование частоты вращения двигателя по заданному алгоритму. При осуществлении всех элементарных движений от отдельных двигателей, т.е. в структурах с совмещенными внешними и внутренними связями, стабилизация или изменение по определенному закону скорости исполнительного движения обеспечивается системой программного управления.

Неравномерность элементарных движений и скорости исполнительного движения существенно зависит от положения звена соединения связей, особенно при построении внутренней связи на модулях дифференциального и сложного типов. Например, при использовании модуля ДМ1 (см. рис. 2.14, а), в зависимости от положения звена соединения связей с постоянной частотой вращения, базовое движение имеет структуру $B_1(B_2' + \tilde{B}_2'')$ или $\tilde{B}_1(B_2' + \tilde{B}_2'')$. Первая из них реализуется, когда звено соединения связей расположено в цепи $i_0 - 1 - i_y$, вторая – в цепи $i_y - 3$.

Во втором варианте при противоположно направленных движениях \tilde{B}_1 и $(B_2' + \tilde{B}_2'')$ может достигаться без введения во внешнюю связь специальных устройств практически приемлемая стабилизация скорости исполнительного движения, так как уменьшение, например, скорости движения

V_1 сопровождается одновременно увеличением скорости движения V_2 . Выбор рационального положения звена соединения связей позволяет в данном случае упростить кинематическую структуру станка.

Таким образом, в станках с неравномерным движением исполнительных органов положение звена соединения внешней и внутренней связей существенно влияет на характер элементарных движений исполнительных органов, что не присуще станкам с равномерным движением исполнительных органов. Следовательно, обоснованный выбор звена соединения связей представляет путь оптимизации структуры кинематической группы.

На базе рассмотренных выше типовых структур внешних и внутренних связей, общих принципов синтеза и оптимизации кинематической структуры станков может быть построена рациональная кинематика станков различного технологического назначения.

2.5. Определение параметров настраиваемых кинематических цепей

Обработка на станке любой поверхности с заданными режимами резания возможна при определенных значениях передаточных отношений кинематических цепей внешней и внутренней связей. Необходимое значение передаточного отношения каждой кинематической цепи обеспечивается ее постоянными и настраиваемыми передачами. Изменение передаточного отношения кинематической цепи осуществляется настраиваемыми передачами, которые при ступенчатом регулировании скорости движения конструктивно могут быть выполнены в виде органа настройки со сменными элементами (гитары сменных зубчатых колес, ременной передачи со сменными шкивами или перекидным ремнем) или с переключаемыми элементами (зубчатые колеса и муфты коробок передач). Для бесступенчатого регулирования скорости в кинематическую цепь вводится орган настройки с бесступенчато изменяемым передаточным отношением (вариатор).

В каждом конкретном случае при эксплуатации станка значение передаточного отношения органа настройки в виде сменных элементов вычисляются по формуле настройки, которая для каждой настраиваемой цепи приводится в руководстве по эксплуатации станка, а при его отсутствии может быть выведена из уравнения кинематической цепи. На стадии же проектирования станка формула настройки, а также значение передаточного отношения всех постоянных передач данной цепи должны быть определены аналитически. Эта задача решается на основе структурной схемы станка, функциональных и количественных связей между движениями, обеспечивающими формирование на станке заданной поверхности.

Таким образом, для разработки кинематической схемы любой кинематической цепи необходимо установить ее общее передаточное отноше-

ние, передаточное отношение постоянных передач и при наличии в цепи органа настройки со сменными элементами вывести для него формулу настройки. Рассмотрим эту задачу

2.5.1. Методика определения параметров кинематической цепи

Все многообразие расчетных кинематических цепей станков разделяется на *четыре основных вида*:

- 1) цепи, связывающие между собой вращающиеся ведущее и ведомое звенья;
- 2) цепи, связывающие вращающиеся и возвратно-поступательно перемещающиеся звенья;
- 3) цепи, связывающие вращающиеся и поступательно перемещающиеся звенья;
- 4) цепи, связывающие поступательно-перемещающиеся ведущие и ведомые звенья.

В кинематических цепях третьего типа ведущим может быть как вращающееся, так и поступательно перемещающееся звено.

Кинематика станков различается совокупностью составляющих ее кинематических цепей. Например, токарный станок по рис. 2.2 состоит из кинематических цепей первого и третьего видов; кинематика токарно-затыловочных станков содержит кинематические цепи первых трех типов и т.д.

Независимо от характера движения конечных (ведущего и ведомого) звеньев, в любой из указанных кинематических цепей можно выделить первое и последнее вращающиеся звенья. Например, в кинематической цепи четвертого типа вращающимися звеньями являются тяговые валы ведущего и ведомого тяговых устройств. В станке на рис. 2.2 ими являются ходовые винты тяговых устройств *б* и *10*. В кинематических цепях второго и третьего типа такими звеньями являются ведущее вращающееся звено и последнее вращающееся звено рассматриваемой кинематической цепи. К цепи третьего типа в указанном станке относится винторезная цепь, первым и последним вращающимися звеньями которой являются соответственно шпиндель *1* и ходовой винт тягового устройства *б*.

Определение общего передаточного отношения кинематической цепи. Для кинематической цепи любого из указанных типов ее общее передаточное отношение определяется скоростями движений его ведомого и ведущего элементов и равно отношению частот вращения или количества оборотов последнего n_2 и первого n_1 вращающихся звеньев кинематической цепи, т.е. $i = n_2 / n_1$. Например, передаточное отношение цепи обката зубодолбежного станка $i = n_c / n_d$, где n_c – поворот стола, соответствующий повороту n_d долбяка в процессе зубодолбления. Количественное соотношение между этими величинами состоит в том, что за время поворота дол-

бьяка на один зуб стол с заготовкой также должен повернуться на один зуб. Поэтому в данном случае общее передаточное отношение цепи $i = z_0 / z$, где $z_0(z)$ – число зубьев долбяка (нарезаемых зубьев).

Определение передаточного отношения постоянных передач настраиваемой кинематической цепи. При наличии в кинематической цепи органа настройки ее общее передаточное отношение составляет $i = i_0 i_n$, где i_0 – передаточное отношение всех передач с постоянными передаточными отношениями; i_n – передаточное отношение настраиваемых передач (органов настройки).

Следовательно, передаточное отношение всех входящих в данную кинематическую цепь постоянных передач составляет

$$i_0 = i / i_n. \quad (2.21)$$

Для обеспечения работы станка в заданном диапазоне технологических возможностей, например, по числу нарезаемых зубьев от z_{\min} до z_{\max} , передаточное отношение i кинематической цепи должно изменяться в диапазоне $i_{\min} - i_{\max}$ при перенастройке передаточного отношения органа настройки от $i_{n\min}$ до $i_{n\max}$. Поэтому $i_{\max} / i_{\min} = i_{n\max} / i_{n\min}$.

Так как $n_{2\max} = n_1 i_0 i_{n\max}$, то передаточное отношение i_0 всех постоянных передач кинематической цепи определяется выражением

$$i_0 = n_{2\max} / (n_1 i_{n\max}). \quad (2.22)$$

Уравнение (2.22) позволяет вычислить искомое значение i_0 , так как n_1 и $n_{2\max}$ являются известными величинами (относятся к исходным данным для проектирования), а расчетное значение $i_{n\max}$ принимается в зависимости от конструкции органа настройки. Например, для гитары с одной парой сменных зубчатых колес $i_{n\max} = 2$, а с двумя парами – $i_{n\max} = 4$.

Определение передаточного отношения органа настройки. Для определения передаточного отношения органа настройки любой кинематической цепи в соответствии с общепринятой методикой настройки металлорежущих станков [19] на основе *расчетных перемещений* (РП) составляется уравнение кинематического баланса цепи или *уравнение кинематической цепи* (УКЦ), выражающее математическую связь между движениями ее ведущего и ведомого звеньев.

Под *расчетными перемещениями* понимаются исходное перемещение ведущего звена и результирующее перемещение ведомого звена. Они устанавливают, какие элементы станка связаны рассматриваемой кинематической цепью, задают соотношение между перемещениями ведущего и ведомого элементов и характер их движений, например: n мин⁻¹ двигателя → n мин⁻¹ шпинделя; n мин⁻¹ двигателя → n двойных ходов/мин ползуна; $\frac{1}{z}$ оборота шпинделя → $\frac{1}{m}$ оборота стола; n мин⁻¹ двигателя → s мм/мин стола; 1 обороту шпинделя → s мм

стола; 1 обороту шпинделя $\rightarrow s$ мм продольного перемещения суппорта и т.п., где z , m – целые числа, стрелка заменяет слово «соответствует».

Часто кинематикой станка между инструментом и заготовкой воспроизводится определенная передача (червячная, реечная, цилиндрических или конических зубчатых колес и т.д.). В этих случаях расчетные перемещения исполнительных органов станка принимаются такие же, как у соответствующих элементов воспроизводимой передачи. Например, если на станке воспроизводится червячное зацепление, то 1 обороту шпинделя с инструментом соответствует $\frac{k}{z}$ оборотов стола с заготовкой (зубофрезерные и зубошлифовальные станки, работающие червячным инструментом), где k – число заходов инструмента, z – число обрабатываемых зубьев.

Расчетные перемещения однозначно связаны с перемещениями конечных вращающихся звеньев рассматриваемой кинематической цепи, что позволяет определить ее общее передаточное отношение как отношение частот вращательных движений или угловых перемещений конечных ведомого и ведущего звеньев. Кроме того, установление расчетных перемещений упрощает составление УКЦ.

Обычно принимают, что *левая часть* УКЦ выражает результирующее перемещение (или скорость) ведомого звена кинематической цепи (количество оборотов или частоту вращения шпинделя, число двойных ходов в минуту ползуна, перемещение или скорость движения суппорта и т.п.), а *правая часть* в общем случае представляет собой произведение трех величин: исходного перемещения (или скорости) ведущего звена (частота вращения двигателя, один или часть оборота ведущего вала и т.п.); передаточного отношения органа настройки; постоянных величин, характеризующих данную цепь, например, передаточных отношений ненастраиваемых передач, шага тягового вала (шага ходового винта, длины делительной окружности реечной шестерни и т.д.).

Решение УКЦ относительно передаточного отношения органа настройки является *формулой настройки* (ФН), которая представляет математическую зависимость между передаточным отношением органа настройки, параметрами формируемой поверхности, например, числом нарезаемых зубьев колеса и углом их наклона, а также постоянной для данной цепи величиной.

Для определения формулы настройки в соответствии с методикой кинематической настройки станков следует:

- выбрать по структурной схеме станка расчетную кинематическую цепь;
- исходя из требуемого соотношения между движениями конечных звеньев составить для данной цепи расчетные перемещения;
- составить уравнение кинематической цепи;

– решить уравнение кинематической цепи относительно передаточного отношения органа настройки и вывести формулу настройки.

Полученная таким образом формула настройки на стадии проектирования кинематики станка устанавливает в общем виде функциональную взаимосвязь параметров кинематической цепи и согласуемых ею движений. Как показано ниже, в п. 2.7, орган настройки определенного параметра движения может быть расположен в различных участках структурных цепей и соответственно может иметь разные формулы настройки. Анализ последних с точки зрения влияния места расположения органа настройки на точность формообразования обработанной поверхности и трудоемкость настройки станка позволяет выявить рациональный вариант размещения органов настройки при синтезе кинематической структуры, что является важной задачей данного этапа проектирования станка.

При проектировании кинематической цепи с органом настройки необходимо установить его принципиальную конструктивную схему – количество пар сменных зубчатых колес, которое в зависимости от диапазона изменения настраиваемого передаточного отношения может быть от 1 до 3. Диапазон R_{in} изменения передаточного отношения органа настройки зависит от диапазона изменения настраиваемого параметра, например, шага нарезаемой на станке резьбы (приводится в техническом задании на проектирование станка) и определяется по формуле

$$R_{in} = \frac{i_{n\max}}{i_{n\min}}, \quad (2.23)$$

где $i_{n\max}$ ($i_{n\min}$) – максимальное (минимальное) значение передаточного отношения органа настройки.

Значения $i_{n\max}$ и $i_{n\min}$ определяются по формуле настройки данного органа. Например, формула настройки гитары сменных зубчатых колес зубодолбежного станка в общем виде выражается зависимостью

$$i_n = C \frac{z_\partial}{z}, \quad (2.24)$$

где z_∂ – число зубьев долбяка;
 z – число нарезаемых зубьев;
 C – постоянная цепи обката.

На основании (2.24) $i_{n\max} = C \frac{z_{\partial\max}}{z_{\min}}$; $i_{n\min} = C \frac{z_{\partial\min}}{z_{\max}}$,

тогда

$$R_{in} = \frac{z_{\partial\max}}{z_{\partial\min}} \frac{z_{\max}}{z_{\min}}. \quad (2.25)$$

Исходя из найденного значения R_{in} определяется принципиальная конструктивная схема органа настройки, который в рассматриваемом при-

мере, в зависимости от величины R_{in} , может иметь две или три пары сменных зубчатых колес.

По изложенной методике определяются параметры всех указанных типов кинематических цепей металлорежущих станков. Заметим, что общее передаточное отношение и передаточное отношение постоянных передач для всех цепей определяются одинаково, как описано выше. Различие касается в основном определения передаточного отношения настраиваемых передач (формулы настройки).

2.5.2. Формулы настройки типовых кинематических цепей

Кинематические цепи первого и второго типа. Кинематическая цепь первого типа, связывающая между собой вращающиеся исполнительные органы, состоит обычно только из передач вращательного движения (ременных, зубчатых, цепных и др.). Основным кинематическим параметром, характеризующим такие передачи, является передаточное отношение i – отношение частоты вращения ведомого звена $n_{вм}$ к частоте вращения ведущего звена $n_{вц}$:

$$i = \frac{n_{вм}}{n_{вц}}, \quad (2.26)$$

Передаточное отношение отдельных передач, выраженное через их конструктивные параметры, составляет:

– для ременных фрикционных передач $i = \frac{d_{вц}}{d_{вм}} j$, где $d_{вц}$ ($d_{вм}$) – диаметр ведущего (ведомого) шкива; j – коэффициент, учитывающий проскальзывание;

– для зубчатых (цилиндрических, конических, ременных и цепных) передач $i = \frac{z_{вц}}{z_{вм}}$, где $z_{вц}$ ($z_{вм}$) – число зубьев ведущего (ведомого) колеса, звездочки или шкива;

– для червячной передачи $i = \frac{k}{z}$, где k – число заходов червяка; z – число зубьев червячного колеса.

Кинематическая цепь второго типа отличается от кинематической цепи первого типа наличием механизма для преобразования вращательного движения ее последнего вращающегося звена в возвратно-поступательное движение конечного (исполнительного) звена. Возвратно-поступательное движение обычно создается кривошипными механизмами, поэтому один двойной ход исполнительного звена осуществляется за один оборот последнего в цепи вращающегося звена. Следовательно, число двойных ходов в минуту исполнительного звена равно частоте вращения

последнего вращающегося звена. В этой связи передаточное отношение органа настройки для обоих типов цепей будет определяться одинаково. Отличие состоит лишь в том, что для цепей второго типа $n_{вм}$ выражается в двойных ходах/мин.

Таким образом, для рассматриваемого типа цепей:

$$\text{РП: } n_{вц} \rightarrow n_{вм}, \quad (2.27)$$

где $n_{вц}$ и $n_{вм}$ могут быть выражены в оборотах в минуту или секунду (частота вращения) или в количестве оборотов (целое или дробное число);

$$\text{УКЦ: } n_{вм} = n_{вц} i_0 i_n; \quad (2.28)$$

$$\text{ФН: } i_n = \frac{n_{вм}}{n_{вц} i_0} \quad (2.29)$$

или

$$i_n = C n_{вм}, \quad (2.30)$$

где $C = 1/n_{вц} i_0$ – постоянная расчетной кинематической цепи.

Кинематические цепи третьего типа. Такие цепи служат для сообщения исполнительному органу прямолинейного перемещения. Сравнительно редко они используются для преобразования поступательного перемещения ведущего звена во вращение исполнительного органа.

Преобразование вращательного движения в поступательное осуществляется *тяговыми устройствами* в виде винтовых, реечных и кулачковых механизмов. Последнее вращающееся звено такого механизма является тяговым валом, за один оборот которого ведомое звено перемещается на расстояние S_T – шаг тягового вала.

Для передачи винт-гайка с шагом t шаг тягового вала $S_T = t$; для реечной передачи – $S_T = \pi m z$, где m и z – соответственно модуль и число зубьев реечного колеса; для кулачкового механизма – $S_T = h$, где h – шаг кулачка.

Если n_T – частота вращения или количество оборотов тягового вала, то скорость (мм/мин) или перемещение (мм) ведомого звена составит

$$S = S_T n_T, \quad (2.31)$$

где $n_T = n_{вц} i_0 i_n$, а S_T определяется конструкцией тягового устройства.

Для кинематических цепей с поступательно перемещающимся ведомым звеном последовательность расчета следующая:

$$\text{РП: } n_{вц} \rightarrow s_{вм}; \quad (2.32)$$

$$\text{УКЦ: } s_{вм} = n_{вм} i_0 i_n S_T; \quad (2.33)$$

$$\text{ФН: } i_n = \frac{s_{вм}}{n_{вц} i_0 S_T} \quad (2.34)$$

или $i_n = C s_{вм}$, где $C = 1/n_{вц} i_0 S_T$ – постоянная расчетной кинематической цепи.

Если поступательно перемещающееся звено является ведущим, то

$$\text{РП: } s_{вц} \rightarrow n_{вм};$$

$$\text{УКЦ: } n_{\text{вм}} = \frac{s_{\text{вц}}}{s_T} i_0 i_n; \quad (2.35)$$

$$\text{ФН: } i_n = \frac{s_T}{i_0 s_{\text{вц}}} n_{\text{вм}}. \quad (2.36)$$

Кинематические цепи четвертого типа. Кинематическая цепь этого типа преобразует поступательное перемещение ведущего звена $s_{\text{вц}}$ во вращение первого тягового вала, имеющего шаг S_{T1} , осуществляет передачу вращательного движения второму тяговому валу с шагом S_{T2} и преобразует это движение в поступательное перемещение $s_{\text{вм}}$ ведомого элемента. Поэтому

$$\text{РП: } s_{1\text{мм}} \rightarrow s_{2\text{мм}}; \quad (2.37)$$

$$\text{УКЦ: } s_{\text{вм}} = \frac{s_{\text{вц}}}{S_{T1}} i_0 i_n S_{T2}; \quad (2.38)$$

$$\text{ФН: } i_n = \frac{S_{T1}}{S_{T2} s_{\text{вц}} i_0} s_{\text{вм}}, \quad (2.39)$$

или $i_n = C s_{\text{вм}}$, где $C = \frac{S_{T1}}{S_{T2} s_{\text{вц}} i_0}$.

Следует отметить, что задача нахождения формулы настройки в виде, позволяющем определять численное значение передаточного отношения органа настройки, может быть решена только после разработки кинематической схемы станка, определения или выбора параметров всех ее элементов (чисел зубьев колес, диаметров шкивов ременных передач, шага ходовых винтов и т.д.) на основе развернутого уравнения соответствующей кинематической цепи. Формулы настройки в таком виде должны быть установлены для всех органов настройки и приведены в руководстве по эксплуатации станка. Они позволяют в каждом конкретном случае вычислить значения передаточных отношений органов настройки, необходимых для подбора сменных элементов (зубчатых колес, шкивов, кулачков и т.д.) в зависимости от заданного перемещения или скорости исполнительного звена.

2.6. Рациональное размещение органов настройки в кинематических связях

Выбор варианта размещения органов настройки является важным этапом синтеза кинематической структуры, так как от него существенно зависят точность и трудоемкость настройки исполнительных движений [31]. Прежде всего, это относится к размещению органов настройки скорости, траектории и направления движения. Рассмотрим варианты решения

данной задачи при проектировании кинематически не связанных и связанных групп.

Размещение органов настройки в простых кинематических группах. В простой группе, кинематически не связанной с другими группами, задача выбора варианта размещения органов настройки сводится к определению последовательности расположения органов настройки скорости и направления движения между ведущим звеном и исполнительным органом внешней связи (см. 2.4.3). Для уменьшения веса привода рекомендуется, чтобы максимально возможное число зубчатых передач с минимальным модулем располагалось в начале кинематической цепи. Поэтому в приводах главного движения реверсивный механизм часто размещают до органа настройки скорости (токарно-винторезные станки).

Следует иметь в виду, что такой вариант размещения органов настройки не является рациональным с точки зрения обеспечения благоприятных динамических условий работы механизмов станка из-за увеличения числа передач и, следовательно, движущихся масс между реверсивным механизмом и исполнительным органом. Поэтому в приводах главного движения небольшой мощности, а также при необходимости максимального сокращения времени реверсирования, реверсивный механизм устанавливают после органа настройки скорости (токарно-револьверные станки).

В приводах подачи, учитывая небольшую передаваемую мощность, а также для удобства управления, реверсивный механизм обычно размещают перед тяговым устройством (универсальные токарные и фрезерные станки).

Размещение органов настройки в отдельной сложной группе. Для сложной, не связанной с другими кинематической группы рассматриваемая задача сводится к распределению органов настройки между внешней и внутренней связью. Для повышения кинематической точности станка *во внутренней связи* следует располагать только органы настройки траектории исполнительного движения. Пример такого размещения приведен на рис 2.1: во внутренней связи $8-10-P_1-i_x-9$ группы винтового движения расположены органы настройки i_x на шаг нарезаемой резьбы и реверсивный механизм P_1 для задания ее направления. Во внешней связи установлены органы настройки i_v и P_2 соответственно скорости и направлению исполнительного движения $\Phi(B_1\Pi_2)$.

Если же органы i_v и P_2 перенести во внутреннюю связь, то неизбежно понизится ее кинематическая точность из-за увеличения числа передач. Кроме того, в этом случае усложнится и настройка станка, так как при перенастройке органа i_v для обеспечения заданного шага нарезаемой резьбы потребуется перенастраивать также орган i_x .

Рекомендации по выбору расположения органов настройки во внешних связях сложных кинематических групп те же, что и для простых групп.

Размещение органов настройки во внутренней связи зависит от соотношения скоростей элементарных движений исполнительных органов, технологических и конструктивных факторов.

Проиллюстрируем это на примере резьбонарезного станка (см. рис. 2.1). Реверсивный механизм P_1 для задания направления резьбы должен быть расположен только после звена 10 соединения связей, так как правая и левая резьбы нарезаются при одинаковом направлении вращения шпинделя. Положение органа настройки шага нарезаемой резьбы зависит от соотношения скоростей элементарных движений B_1 и Π_2 и выбирается так, чтобы его передаточное отношение было понижающим. В этом случае обеспечиваются более благоприятные динамические условия работы механизмов станка. Поэтому при нарезании резьб с нормальным шагом (не более чем в 2 раза превышающим шаг ходового винта) орган i_x следует располагать между звеном соединения связей и суппортом. При нарезании резьб с увеличенным шагом более рациональным является расположение органа i_x между звеном 10 соединения связи и шпинделем 2.

Размещение органов настройки в станках со сложной и комбинированной структурой. Большинство станков со сложной и комбинированной кинематической структурами содержит группы, соединенные между собой рассмотренными в разделе 2.2 способами. Такие структуры характеризуются наличием во внешних и внутренних связях автономных и общих для нескольких групп участков. Например, как показано в п. 2.2.3 две внутренние связи зубофрезерного станка (см. рис. 2.7) имеют общий участок 4-5 и присоединенные к нему через суммирующий механизм автономные участки 1-2-3 и 6-7-8-9. При этом орган настройки траектории движения $\Phi_v(B_1B_2)$ (гитара сменных колес i_x) расположен в общем участке 4-5, а орган настройки траектории движения $\Phi_s(\Pi_3B_4)$ (гитара i_y) – в автономном участке 6-9. Возможны также другие варианты размещения этих органов при выполнении станком той же функции нарезания косозубого колеса. Гитара i_x может быть размещена в любом участке внутренней связи 1-2-3- Σ -4-5 группы движения $\Phi_v(B_1B_2)$, а гитара i_y – в любом участке внутренней связи 6-7-8-9- Σ -4-5 группы движения $\Phi_s(\Pi_3B_4)$. Возможны также различные варианты размещения органов i_v и i_s .

Таким образом, изменяя расположение органов настройки, можно получить множество вариантов кинематических структур, из которых при проектировании кинематики станка необходимо выбрать рациональный, обеспечивающий наименьшую трудоемкость перенастройки на обработку другого колеса или при изменении режимов резания. Последнее требование выполняется, если настройка органов i_v и i_s не требует перенастройки гитар i_x и i_y . Это имеет место в структуре, изображенной на рис. 2.7. Если же орган i_v разместить на участке 1-2, то одновременно с ним требуется перенастраивать гитару i_x . Аналогично, размещение органа i_s на участке

7-8 связано с необходимостью одновременной перенастройки i_s и i_y . Если в структуре по рис. 2.7, б орган i_s разместить на участке 5-12, то его настройка будет связана с перенастройкой гитар i_x и i_y . При этом понижается кинематическая точность станка из-за введения во внутренние связи дополнительных механизмов. Следовательно, для упрощения настройки и повышения кинематической точности органы настройки скорости исполнительных движений должны находиться во внешних связях.

Рассмотрим варианты размещения гитар i_x и i_y . Пусть обе гитары находятся в автономных участках внутренних связей, тогда их структуру условно можно представить следующим образом:

$$B_1 \rightarrow I \rightarrow 2 \rightarrow i_x \rightarrow 3 \rightarrow \Sigma \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow B_2 \pm B_4;$$

↑

$$II_3 \rightarrow 6-7 \rightarrow 8 \rightarrow i_y \rightarrow 9$$

Внутренней связью группы движения $\Phi_v(B_1 B_2)$ воспроизводится червячное зацепление, поэтому для кинематической цепи, связывающей исполнительные органы I и II , имеем:

$$\text{РП: } 1 \text{ обороту } I \rightarrow \frac{k}{z} \text{ оборота } II,$$

где k – число заходов червячной фрезы;
 z – число нарезаемых зубьев.

$$\text{УКЦ: } \frac{k}{z} = 1 i_{0x} i_x, \quad (2.40)$$

где i_{0x} – передаточное отношение постоянных передач данной цепи.

$$\text{ФН: } i_x = C_x \frac{k}{z}, \quad (2.41)$$

где $C_x = 1/i_{0x}$.

Внутренняя связь движения $\Phi_s(II_3 B_4)$ обеспечивает перемещение инструмента относительно заготовки по винтовой линии с шагом $T = \frac{\pi m z}{\sin \beta}$,

где m , β – соответственно модуль нормальный и угол наклона нарезаемых зубьев. За время перемещения суппорта III на расстояние, равное T , стол II с заготовкой совершает один оборот, поэтому для цепи, связывающей эти исполнительные органы, имеем:

$$\text{РП: } T \text{ мм перемещения } III \rightarrow 1 \text{ оборот } II; \quad (2.42)$$

$$\text{УКЦ: } 1 = \frac{T}{t} i_{0y} i_y, \quad (2.43)$$

где t – шаг ходового винта б,

i_{0y} – передаточное отношение постоянных передач данной цепи.

$$\text{ФН: } i_y = C_y \frac{\sin \beta}{\pi m z}, \quad (2.44)$$

где $C_y = 1/i_{0y}$.

В рассматриваемом варианте $i_x = f_1(k, z)$; $i_y = f_2(\pi, m, z, \beta)$. Из данных зависимостей следует, что при нарезании колес одной пары с числами зубьев z_1 и z_2 должны перенастраиваться обе гитары i_x и i_y . Кроме увеличения трудоемкости, это может быть причиной неидентичности настройки гитары i_y при нарезании обоих колес, вследствие чего их зубья будут иметь разные углы наклона β . Таким образом, размещение гитар i_x и i_y в автономных участках является нерациональным.

Рассмотрим варианты, когда одна из гитар находится в общем участке 4-5. Если в нем разместить гитару i_y , то имеем следующую структуру внутренних связей:

$$B_1 \rightarrow I \rightarrow 2 \rightarrow i_x \rightarrow 3 \rightarrow \Sigma \rightarrow 4 \rightarrow i_y \rightarrow 5 \rightarrow B_2 \pm B_4$$

$$\uparrow$$

$$II_3 \rightarrow 6 \rightarrow 7 \rightarrow 8 \rightarrow 9$$

В этом случае зависимость (2.44) для i_y сохранится, а для i_x примет вид: $i_x = f_3(\pi, m, k, \beta)$. Так как значение i_x не зависит от z , то при нарезании обоих колес каждой пары не требуется перенастраивать гитару i_x . Однако сложно с требуемой точностью подобрать ее сменные колеса, так как значение i_x из-за множителя π может быть выражено только приближенной десятичной дробью.

Пусть гитара i_x расположена в общем участке 4-5 (см. рис. 2.7). В этом варианте значение i_x выражается зависимостью (2.41). Для определения i_y рассмотрим расчетную кинематическую цепь, связывающую суппорт III со столом II . Их расчетные перемещения выражаются зависимостью (2.42), поэтому

$$\text{УКЦ: } 1 = \frac{T}{t} i_{0y} i_y i_x \quad (2.45)$$

или с учетом (2.41) и выражения для T

$$\text{УКЦ: } 1 = \frac{\pi m z}{t \sin \beta} i_{0y} i_y C_x \frac{k}{z}. \quad (2.46)$$

Тогда

$$\text{ФН: } i_y = C_y \frac{\sin \beta}{\pi m k}, \quad (2.47)$$

где C_y – постоянная рассматриваемой цепи.

Как следует из (2.47), значение i_y не зависит от числа z нарезаемых зубьев, поэтому при переходе к обработке парного колеса требуется перестроить гитару i_x , а в гитаре i_y установить только паразитную шестерню. Оба сопряженных колеса будут иметь одинаковый угол наклона нарезанных зубьев. Важно и то, что значение i_x выражается простой дробью. Это позволяет без погрешности настроить движение $\Phi_v(B_1 B_2)$ на траекторию. Последний вариант, обеспечивая минимум переналадки и высокую точность настройки кинематических цепей, является оптимальным.

Из изложенного следует, что размещение органов настройки в кинематических связях не должно быть произвольным, а выбираться на основе анализа возможных вариантов.

2.7. Совершенствование кинематической структуры станков

Синтез оптимальных кинематических структур является одним из условий создания совершенных станков. Из методики синтеза кинематической группы следует, что он включает построение ее внутренней и внешней связей, выбор положения звена соединения связей и размещение в них органов настройки. Соединением кинематических групп образуется структура станка. В этой связи оптимизация кинематической структуры отдельных групп и станка в целом предполагает обоснованность решений по каждому этапу ее синтеза. Задача рационального размещения органов настройки во внешних и внутренних связях простых и сложных кинематических групп рассмотрена в п. 2.6. Приведенные рекомендации носят общий характер и справедливы для станков различного назначения.

Рассмотрим некоторые пути совершенствования структуры кинематических групп, исходя из того, что кинематическая структура должна обеспечивать как процесс формообразования поверхности, так и благоприятные условия резания, например, постоянство или изменение по определенному закону скорости формообразующего движения, стабилизацию рабочих углов инструмента и т.д. Это характерно для процессов обработки сложнопрофильных поверхностей. Задача совершенствования структуры внешней и внутренней связей решается исходя из анализа условий резания.

Для синтеза рациональной структуры *внешней связи* следует учитывать то, что она определяет скорость исполнительного движения и, следовательно, производительность обработки. Рассмотрим решение этой задачи на примере зубодолбления некруглых колес некруглым долбяком.

При обработке таких колес на обычном зубодолбежном станке [19] долбяк вращается с переменной, а заготовка – с постоянной угловой скоростью, вследствие чего круговая подача и геометрические параметры срезаемого слоя непрерывно изменяются. Поэтому переменны силы резания, нагрузка на элементы обрабатывающей системы и их упругие деформации, что отрицательно влияет на точность обработки зубьев.

На рис. 2.19 изображена структурная схема зубодолбежного станка, у которого кинематическая группа профилирования зубьев позволяет осуществлять обработку с постоянной или изменяющейся по требуемому закону круговой подачей.

Внутренняя связь этой группы (цепь обкатки) расположена между штосселем 1 и столом 8 и содержит гитару 10 (i_x) некруглых колес, формула настройки которой – $i_x = C_x i_{\partial-k}$, где C_x – постоянная цепи обкатки, $i_{\partial-k}$ – пере-

даточное отношение пары некруглых колес, образуемой в станочном зацеплении долбяком 7 и нарезаемым колесом 9. Внешняя связь рассматриваемой группы соединяет двигатель 4 с одним из звеньев внутренней связи через органы настройки 3 (i_{s1}) и 2 (i_{s2}), первым из которых (коробкой или гитарой подач) задаются абсолютные значения, а вторым – закон изменения круговой подачи $s_{кр}$ в соответствии с уравнением кинематического баланса

$$s_{кр} = n_3 i_{0s} i_{s1} i_{s2} 2\pi r_\partial, \quad (2.48)$$

где n_3 – частота вращения двигателя 4;

i_{0s} – передаточное отношение постоянных передач цепи круговой подачи;

r_∂ – радиус начальной кривой (центроиды) долбяка в полюсе зацепления.

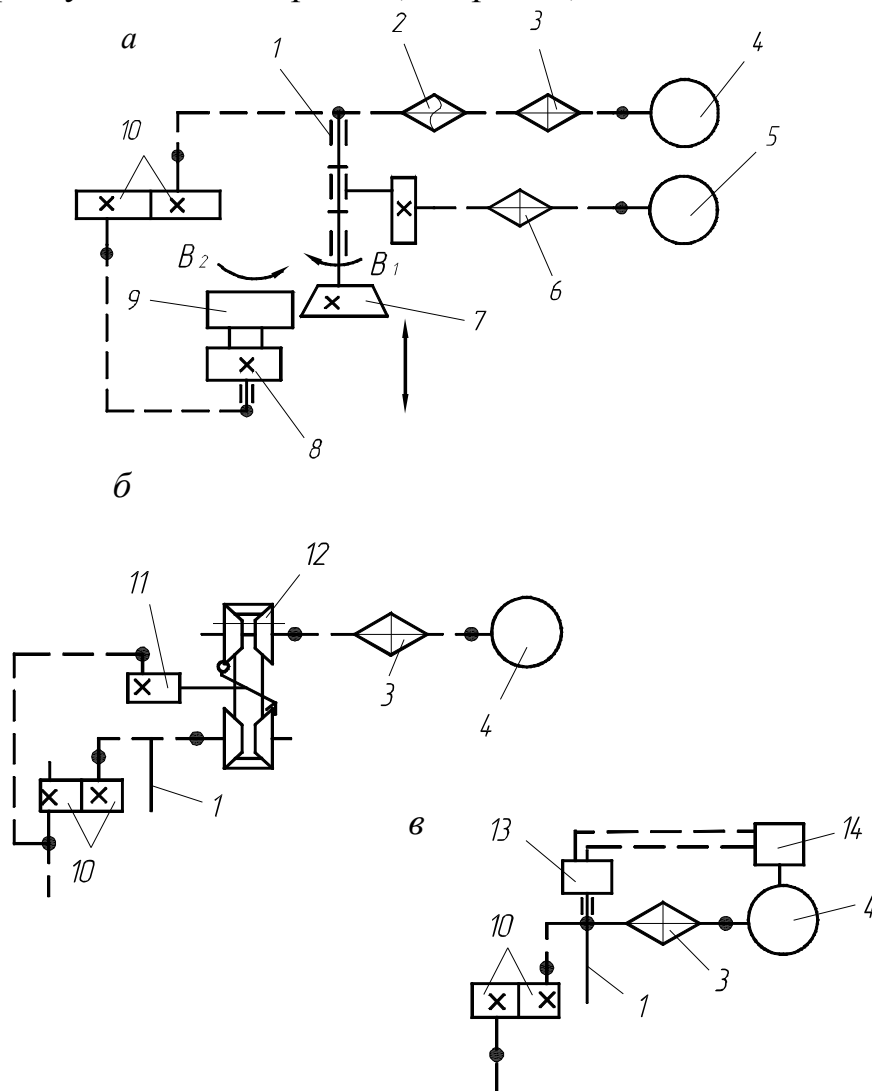


Рис. 2.19. Структурные схемы зубодолбежного станка (а), приводов круговой подачи (б, в)

Конструктивно орган настройки 2 может быть выполнен в виде гитары некруглых колес или вариатора 12 (см. рис. 2.19, б) и кинематической цепи, связывающей его регулятор скорости 11 с одним из звеньев цепи между гитарой 10 и столом 8. Функция органа 2 может выполняться также двигателем 4, управляемым, например, системой 14 (см. рис. 2.19, в), связанной через датчик 13 со штосселем 1. При достаточном диапазоне регулирования двигателя отпадает необходимость в органе настройки i_{s1} . Частота вращения двигателя M_1 в этом случае регулируется в соответствии с зависимостью $n_э = C_s s_{kp} / r_0$, где C_s – постоянная кинематической цепи круговой подачи

Кинематическая группа возвратно-поступательного движения долбяка 7 выполнена по типовой структуре. Она содержит двигатель 5 и орган 6 настройки скорости резания v , передаточное отношение i_v , которого определяется формулой $i_v = C_v n$, где n – частота двойных ходов долбяка.

Благодаря регулированию круговой подачи погрешность профиля, обусловленная схемой обработки, одинакова для всех зубьев, при этом достигается стабилизация усилий резания и упругих деформаций элементов обрабатываемой системы, что повышает точность формообразования зубьев. Кроме того, обеспечивается минимальное машинное время и, следовательно, повышается производительность обработки. Таким образом, в данном случае оптимизация структуры внешних связей позволяет улучшить технико-экономические показатели станка.

При синтезе *структуры внутренних связей* важно учитывать особенности формообразования поверхности, например, с целью *создания одинаковых условий резания*. Решение этой задачи представляет путь оптимизации структуры внутренней связи. Рассмотрим его на примере обработки винтовых поверхностей резьб переменного шага. Их обработка на известных станках [19] осуществляется неподвижным относительно суппорта резцом, поэтому, вследствие переменности шага резьбы, непрерывно изменяются рабочие углы резца. Это, с одной стороны, существенно ограничивает технологические возможности станка по диапазону изменения шага резьбы, а, с другой, не позволяет реализовать оптимальные геометрию инструмента и режимы резания.

На рис. 2.20 изображена структурная схема станка для обработки резьб и шлицев переменного шага, внутренняя связь группы винтового движения которого обеспечивает постоянную ориентацию инструмента относительно обрабатываемых поверхностей.

Шпиндель 4, несущий заготовку 5, соединен с продольным суппортом 9 винторезной цепью внутренней связи, содержащей орган настройки 12 и механизм изменения шага 14, который может быть выполнен в виде любого устройства с переменным передаточным отношением – некруглых колес, вариатора и т.п. Во внутренней связи расположена также цепь ори-

ентации инструмента, которая соединяет звено *11* винторезной цепи с поворотным резцедержателем *7*, установленным в поперечном суппорте *8*.

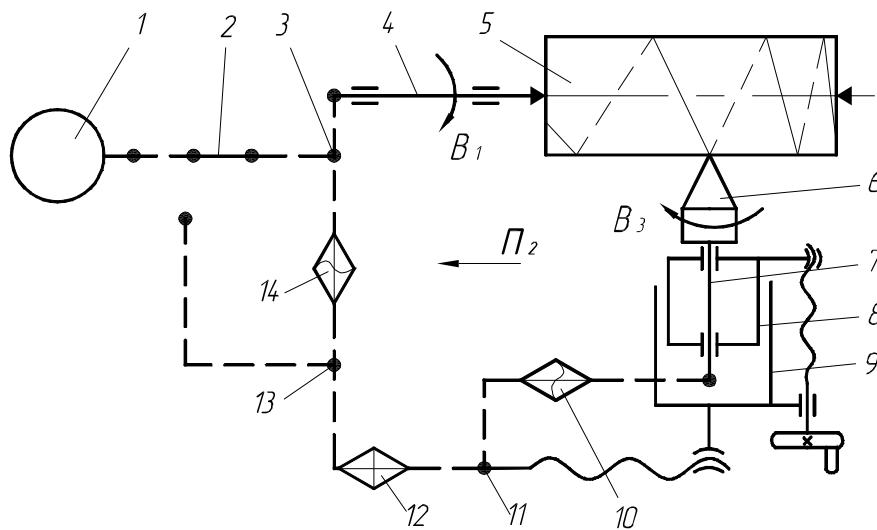


Рис. 2.20. Структурная схема станка для обработки винтовых поверхностей переменного шага с управляемым положением звена соединения связей

Благодаря наличию этой цепи одновременно с вращением шпинделя *4* и перемещением суппорта *9* резцедержатель *7* получает непрерывный поворот, который задается органом *10* так, что передняя поверхность резца имеет неизменную ориентацию относительно направления траектории винтового движения. Благодаря этому рабочие углы постоянны при любом изменении шага обрабатываемой поверхности, что позволяет осуществить обработку при оптимальной геометрии резания, повысить производительность и стойкость инструмента, расширить технологические возможности станка по диапазону изменения шага обрабатываемой поверхности.

Выбор положения звена соединения связей. В рассматриваемом станке реализован также путь оптимизации кинематической структуры, состоящей в *рациональном выборе положения звена соединения связей*, от которого зависит характер движений исполнительных органов. Если оно находится между шпинделем *4* и механизмом изменения шага *14* и имеет постоянную частоту вращения, то в процессе обработки шпиндель вращается с постоянной частотой, а суппорт перемещается с переменной скоростью. Если же звено расположено между механизмом *14* и суппортом *9*, то характер движений исполнительных органов станка – противоположный. Скорость движения формообразования и, следовательно, производительность изменяются незначительно на всей длине обработки, если при нарезании резьб переменного шага неравномерное движение сообщается инструменту, а при обработке шлицев – заготовке (см. п. 1.6.). Для осуществле-

ния этих вариантов обработки в структуре предусмотрено два звена 3 и 13 соединения связей, а во внешнюю связь введен механизм переключения 2 , с помощью которого движение от двигателя 1 передается одному из этих звеньев.

Таким образом, кинематическая структура станка позволяет реализовать два способа обработки, один из которых эффективен для резьб, а второй – для шлицев переменного шага, благодаря чему обеспечиваются условия высокопроизводительной обработки на всем диапазоне технологических возможностей станка. Достигается это соответствующим выбором положения звена соединения связей.

Совмещение внешней и внутренней связей. Совершенствование кинематики станков достигается также совмещением внешней и внутренней связей кинематических групп, что обеспечивается при числовом программном управлении приводами координатных перемещений. Рассмотрим этот путь на примере кинематической структуры универсального станка для обработки винтовых канавок постоянного или переменного шага и глубины на цилиндрических, конических и некруглых деталях. На рис. 2.21 изображена структурная схема этого станка при обработке винтовых канавок конических пальцевых фрез. Станок оснащен системой числового программного управления 9 , с которой связаны приводы всех исполнительных органов.

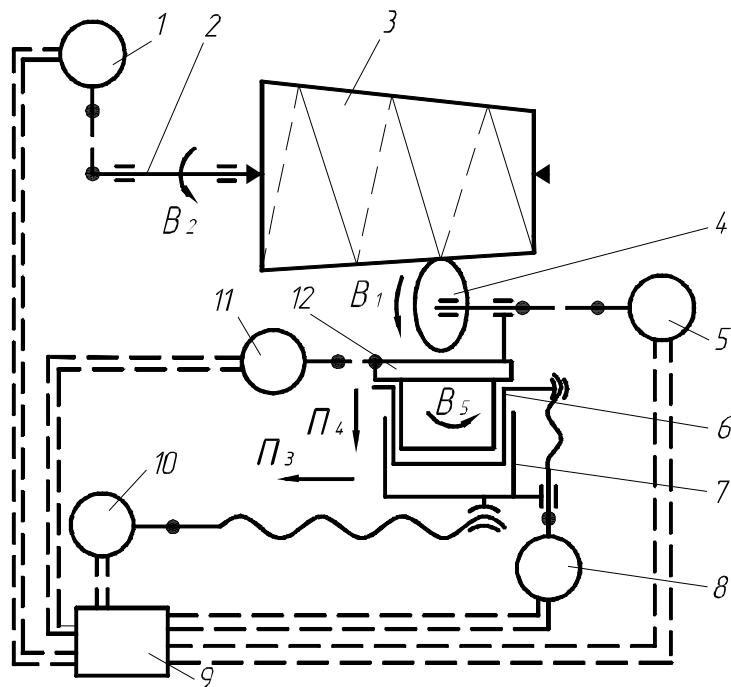


Рис. 2.21. Структурная схема универсального станка с мехатронными связями для обработки винтовых поверхностей

Кинематика станка создает простое движение резания (вращение B_1 дисковой фрезы 4 от привода 5) и сложное винтовое движение $\Phi_3(B_2P_3P_4B_5)$, которое образуется вращением B_2 шпинделя 2, несущего заготовку, поступательными перемещениями P_3 и P_4 соответственно продольного 7 и поперечного 6 суппортов и поворотом B_5 инструментальной головки 12 вокруг оси, перпендикулярной оси шпинделя 2, соответственно приводами 1, 10, 8 и 11, связанными с системой управления 9.

Движения шпинделя и суппортов взаимосвязаны исходя из заданного шага нарезаемой винтовой канавки, угла наклона образующей конической поверхности заготовки и условия постоянства скорости движения формообразования, а поворот инструментальной головки осуществляется в зависимости от ее поступательного перемещения с продольным суппортом в соответствии с текущим значением угла наклона нарезаемой винтовой канавки.

Взаимосвязь движений исполнительных органов и соответствующих приводов обеспечивается системой управления 9, поэтому внутренняя и внешняя связи группы винтового движения совмещены. Этим достигается упрощение кинематики и повышение универсальности станка, что обуславливает его преимущества при широкой номенклатуре обрабатываемых изделий.

Таким образом, *оптимизация структуры внешних и внутренних связей и обоснованный выбор звена их соединения* представляют практические пути совершенствования кинематической структуры станков. Они могут быть использованы при синтезе структур различных по технологическому назначению металлорежущих станков.

2.8. Методика и пример синтеза кинематической структуры станка

Исходными данными для разработки кинематической структуры станка являются:

- технологическое назначение станка и область его применения;
- форма обрабатываемых на станке поверхностей;
- метод обработки, его особенности (фрезерование, фрезоточение, диагональное зубофрезерование и т.п.);
- режущий инструмент;
- требования к универсальности станка;
- степень автоматизации станка и система управления его исполнительными органами.

Кинематическую структуру станка рекомендуется разрабатывать в следующей *последовательности*:

1. Составить для каждой из заданных поверхностей кинематическую схему обработки (см. п. 1.6).

2. Построить частную кинематическую структуру станка для обработки каждой поверхности, для чего:

2.1. Определить количество и характер кинематических групп исполнительных движений.

2.2. Выбрать, исходя из изложенных выше положений и рекомендаций с учетом структур аналогичных станков способ соединения кинематических групп.

2.3. Построить основу кинематической структуры, включающую группы формообразования, резания, деления и ориентации.

2.4. Дополнить полученную структуру необходимыми группами вспомогательных движений и управления.

Структура каждой кинематической группы строится в последовательности, изложенной в п. 2.1.

3. Составить полную кинематическую структуру станка как объединение всех частных структур.

4. Обосновать размещение органов настройки параметров создаваемых движений во внешних и внутренних связях кинематических групп.

5. Определить передаточные отношения органов настройки (формулы настройки).

Рассмотрим *пример* синтеза кинематической структуры станка.

Требуется разработать структурную схему станка для обработки винтовых поверхностей одно- и многозаходных канавок переменного шага согласно следующим исходным данным:

– обрабатываемая поверхность ограничена цилиндрическими винтовыми линиями переменного шага H , изменяющегося по закону:

$$H = H_0 + k \alpha, \quad (2.49)$$

где H_0 – начальное значение шага;

α – угол поворота точки в винтовом движении;

k – коэффициент;

– угол подъема винтовых канавок изменяется в диапазоне $15^\circ - 60^\circ$;

– метод обработки – фасонное фрезерование;

– режущий инструмент – концевая фреза;

– станок – универсальный для индивидуального и мелкосерийного производства.

Разработка структурной схемы станка осуществляется в последовательности, изложенной выше.

1. Разработка кинематической схемы обработки. Этот этап выполняется по методике, изложенной в п. 1.6.

1.1. Из исходных данных следует:

– метод формообразования поверхности – «копирование» + «касание»;

– для образования по методу копирования образующей обрабатываемой поверхности движение формообразования не требуется, для обра-

зования направляющей винтовой поверхности методом касания необходимы два движения формообразования: простое $\Phi_v(B_1)$ – вращение инструмента со скоростью резания вокруг своей оси для образования вспомогательных траекторий и сложное (винтовое) движение подачи инструмента относительно заготовки $\Phi_s(B_2\Pi_3)$ для перемещения вспомогательных траекторий в соответствии с формой заданной поверхности;

- для обработки многозаходных канавок – движение деления $D(B_4)$;
- для установки инструмента относительно оси вращения заготовки – установочное движение $Уст(\Pi_5)$;
- для возврата инструмента в исходное положение – вспомогательные движения $Всп(\Pi'_3)$ и $Всп(\Pi'_5)$, которые по направлению противоположны элементарным движениям, соответственно Π_3 и Π_5 .

Характеристика движений. Движение $\Phi_v(B_1)$ – простое с замкнутой траекторией, поэтому должно настраиваться по двум параметрам: скорости и направлению. Движение $\Phi_s(B_2\Pi_3)$ – сложное с незамкнутой траекторией, настраивается по пяти параметрам: траектории, скорости, направлению, длине пути и исходному положению. Движение $D(B_4)$ – простое с незамкнутой траекторией. В общем случае оно должно настраиваться по скорости, направлению, длине пути и исходному положению. В данном станке оно выполняется вручную, поэтому параметры настройки обеспечиваются станочником.

1.2. Принимается типовая для обработки деталей типа валов *технологическая компоновка станка*, которая включает четыре подвижных органа (по количеству необходимых координатных перемещений): инструментальный шпиндель *I*; несущий заготовку шпиндель *II*; поперечный *III* и продольный *IV* суппорты (рис. 2.22).

Для упрощения конструкции станка элементарные движения, образующие сложное движение Φ_s , целесообразно распределить между шпинделем *I* заготовки и суппортом *IV* так, что заготовка совершает вращательное движение B_2 , а суппорт с инструментом – поступательное Π_3 . Движение $\Phi_v(B_1)$ сообщается инструменту, а движение $D(B_4)$ – заготовке. Вспомогательные движения $Всп(\Pi'_3)$ и $Всп(\Pi'_5)$ сообщаются инструменту (см. рис. 2.22).

1.3. Из всех указанных элементарных движений функционально взаимосвязаны движения B_2 и Π_3 , создающие сложное винтовое движение переменного шага. Частота вращательного движения B_2 определяется по (1.45), а связь между этой частотой и скоростью движения Π_3 выражается зависимостью (1.46). При этом зависимость (1.46) должна обеспечиваться точно, а (1.45), например, с целью упрощения реализации, может выполняться приближенно.

1.4. При заданном диапазоне изменения угла подъема винтовых канавок ($15^\circ - 60^\circ$) имеет место, как показано в п. 1.6, значительное изменение скорости исполнительного винтового движения, для стабилизации которой в данном случае следует применить схему обработки винтовой поверхности с одновременным регулированием частоты вращения заготовки и поступательного перемещения инструмента.

1.5. При обработке винтовой канавки концевой фрезой условия резания практически не зависят от шага канавки, поэтому дополнительные элементарные движения для обеспечения проходимости инструмента и стабилизации рабочих углов режущих лезвий инструмента не требуются.

1.6. Кинематическая схема обработки многозаходных винтовых канавок, совмещенная со структурной схемой станка, изображена на рис. 2.22. В формализованном виде она описывается структурной формулой $[Kn - Kc] [ПЦ, СЛ] [u, w, z; u \perp w, z \parallel w] [\Phi_v(B_u), \Phi_s(B'_w П_z), Д(B'_w{}^d)]$, или $[Kn - Kc] [ПЦ, СЛ] [u, w, z; u \perp w, z \parallel w] [\Phi_v(B_I), \Phi_s(B'_2 П_3), Д(B_4{}^d)]$, из которой следует следующее:

- поверхности винтовых канавок образуются сочетанием методов копирования Kn и касания Kc ;
- производящие элементы в виде системы линий $СЛ$ расположены на цилиндрической инструментальной поверхности $ПЦ$;

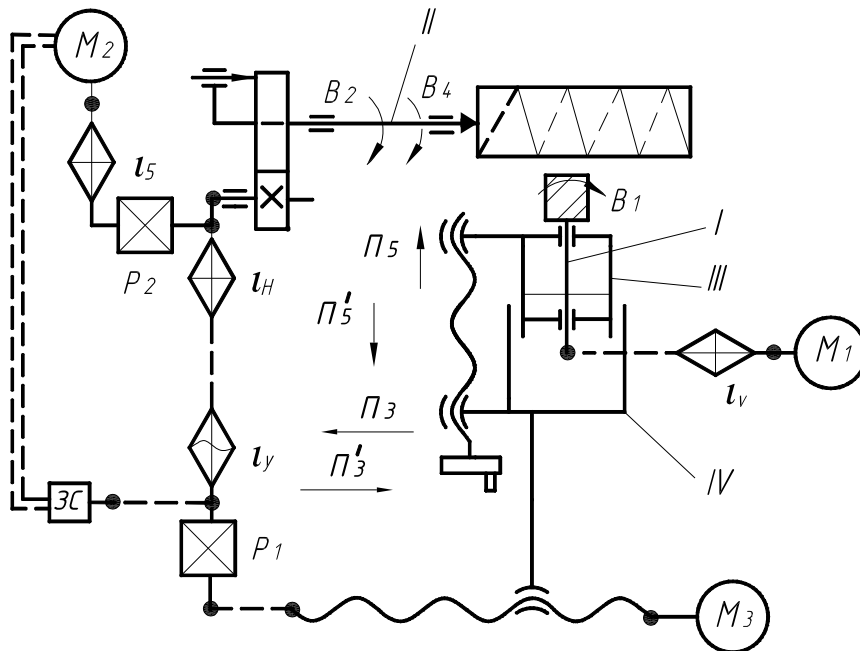


Рис. 2.22. Структурная схема станка для нарезания винтовых канавок переменного шага

- в процессе обработки заготовка и инструмент совершают независимые вращательные движения вокруг взаимно перпендикулярных осей, соответственно w и u ;

- инструмент в процессе обработки винтовой канавки перемещается вдоль оси z , параллельной оси заготовки w , а его вращение B_u (B_1) осуществляется со скоростью резания v и не связано с другими движениями;
- вращение заготовки B'_w (B_2) функционально связано с перемещением инструмента Π_z (Π_3), и эти два элементарных движения создают винтовое исполнительное движение подачи $\Phi_s(B'_w\Pi_z)$;
- периодически дискретным поворотом заготовки осуществляется движение деления $D(B_4)^{\partial}$.

В упрощенном виде структурная формула кинематической схемы обработки имеет вид $[\Phi_v(B_u), \Phi_s(B'_w\Pi_z), D(B_4)^{\partial}]$ или $[\Phi_v(B_1), \Phi_s(B'_2\Pi_3), D(B_4)^{\partial}]$.

2. Разработка структурной схемы станка. Требуется составить структурные схемы отдельных кинематических групп, обосновать способ их соединения между собой и размещение в них органов настройки, вывести для них формулы настройки.

Все указанные выше исполнительные движения реализуются частной структурой станка при обработке многозаходных винтовых канавок. Исходя из состава исполнительных движений она должна содержать: две группы формообразования – простую движения $\Phi_v(B_1)$ и сложную движения $\Phi_s(B_2\Pi_3)$; группу движения деления $D(B_4)$ и группы вспомогательных движений $Vcn(\Pi'_3)$ и $Vcn(\Pi'_5)$.

Группы движений $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_s(B_2\Pi_3)$ не имеют общих исполнительных звеньев и совмещенных по траектории элементарных движений, поэтому для этих групп принимается характерное для фрезерных станков соединение через промежуточные звенья без межгрупповой связи.

Группы движений $\Phi_s(B_2\Pi_3)$ и $D(B_4)$ должны быть соединены последовательно, т.к. имеют общее исполнительное звено (шпиндель с заготовкой), которое поочередно участвует в обоих движениях: в первом оно выполняет элементарное движение B_2 , а в другом – B_4 .

Группы вспомогательных движений связаны с группами остальных движений через промежуточные и неподвижные исполнительные звенья.

Станок имеет две частные кинематические структуры: одна для нарезания однозаходных, вторая – многозаходных винтовых канавок. Рассмотрим построение последней из указанных структур, так как она включает в себя первую структуру и поэтому совпадает с полной кинематической структурой станка.

Группа движения резания $\Phi_v(B_1)$ – простая, ее внутренняя связь состоит из одной вращательной кинематической пары между инструментальным шпинделем I и корпусом фрезерной головки. Внешняя связь является кинематической цепью привода главного движения, которая соединяет электродвигатель $M1$ с инструментальным шпинделем (рис. 2.22).

Для настройки движения $\Phi(B_1)$ по скорости во внешнюю связь введен орган настройки i_v . Настройка направления этого движения осуществляется переключением электродвигателя M_1 , что характерно для фрезерных станков. При использовании регулируемого двигателя M_1 с достаточным диапазоном регулирования отпадает необходимость в органе настройки i_v , функцию которого в этом случае выполняет система управления двигателем.

Группа движения подачи $\Phi_s(B_2\Pi_3)$ – сложная, ее внутренняя связь выполнена в виде кинематической цепи, связывающей между собой шпиндель Π и продольный суппорт Π , совершающие элементарные движения соответственно B_2 и Π_3 .

Внутренняя связь обеспечивает траекторию исполнительного движения, поэтому в ней расположены: орган настройки i_y с переменным передаточным отношением, обеспечивающий заданный закон и диапазон изменения шага обрабатываемой винтовой поверхности; орган i_n для настройки предельного значения шага; реверсивный механизм P_1 для настройки станка на обработку левых или правых винтовых канавок.

Внешняя связь соединяет двигатель M_2 через органы настройки величины подачи (i_s) и направления движения (реверсивный механизм P_2) с внутренней связью. При применении реверсивного двигателя с достаточным диапазоном регулирования органы настройки i_s и P_2 во внешней связи не требуются.

Как следует из выражения (1.45), частота вращения шпинделя с заготовкой должна регулироваться непрерывно в соответствии с изменением шага винтовой поверхности, поэтому скоростная характеристика внешней связи для обеспечения постоянства скорости перемещения инструмента по винтовой линии переменного шага должна быть переменной. С этой целью в структурную схему станка введена цепь управления частотой вращения двигателя M_2 , которая снабжена задатчиком скорости (ЗС), связанным с кинематической цепью внутренней связи на участке между органом настройки i_v и тяговым устройством.

Вспомогательное движение $V_{сп}(\Pi'_3)$ обеспечивается с помощью двигателя M_3 , а движение $V_{сп}(\Pi'_5)$ – вручную.

3. Вывод формул настройки. Кинематическая цепь вращения фрезы содержит один орган настройки i_v частоты ее вращения. Формула его настройки в соответствии с (2.30) выражается зависимостью

$$i_v = C_v n_\phi, \quad (2.50)$$

где i_v – передаточное отношение органа настройки;

n_ϕ – частота вращения фрезы, мин^{-1} ;

C_v – постоянная кинематической цепи между двигателем M_1 и инструментальным шпинделем I .

Группа винтового движения содержит две настраиваемые кинематические цепи: цепь подач, которая через органы настройки i_s и P_2 связывает вращение двигателя M_2 с вращением шпинделя II , и винторезную цепь, связывающую через органы настройки i_n , i_y и P_2 вращение шпинделя II с перемещением продольного суппорта IV .

Настройка цепи подач.

РП: $n_э \text{ мин}^{-1} \rightarrow s \text{ мм/мин}$ перемещения фрезы относительно заготовки по винтовой линии, где $n_э$ – частота вращения двигателя M_2 .

$$\text{УКЦ: } s = n_э i_{0s} i_s \frac{\pi D}{\cos \beta}, \quad (2.51)$$

где i_{0s} – постоянная кинематической цепи между двигателем M_2 и шпинделем II ;

i_s – передаточное отношение органа настройки данной цепи;

D – диаметр заготовки, мм;

β – угол наклона винтовых канавок, который в соответствии с исходными данными изменяется в диапазоне $15^\circ - 60^\circ$.

Следовательно,

$$\text{ФН: } i_s = \frac{s \cos \beta}{n_э i_{0s} \pi D}. \quad (2.52)$$

Угол β в зависимости (2.52) – величина переменная, ее текущее значение составляет

$$\beta = \arctg \frac{H}{\pi D}, \quad (2.53)$$

где H – шаг винтовой поверхности, выражаемый (2.49).

Поэтому расчет i_s по формуле настройки (2.52) следует выполнять для такого значения угла β , при котором колебание подачи s относительно ее среднего значения минимально.

Как следует из (2.51), при любом значении i_s для обеспечения постоянной подачи s частота вращения двигателя M_2 с учетом (2.49) и (2.52) должна регулироваться по зависимости

$$n_э = \frac{s \cos \arctg((H_0 + k\alpha) / \pi D)}{i_{0s} i_s \pi D}. \quad (2.54)$$

Поскольку величина подачи не влияет на шаг винтовых канавок, то частота вращения двигателя $n_э$ может задаваться с отклонениями от расчетного по (2.54) значения, что упрощает реализацию задачи управления.

Настройка винторезной цепи

Конечными звеньями винторезной цепи являются несущий заготовку шпиндель II и продольный суппорт IV . Поэтому имеем:

РП: $n \text{ мин}^{-1}$ шпинделя $II \rightarrow u \text{ мм/мин}$ перемещения суппорта IV ;

$$\text{УКЦ: } u = n i_{0y} i_n i_y S_T, \quad (2.55)$$

где i_{0y} – постоянная винторезной кинематической цепи;
 i_n – передаточное отношение органа настройки предельного значения шага винтовых канавок;

i_y – переменное передаточное отношение органа настройки, обеспечивающего заданный закон и диапазон изменения шага обрабатываемой винтовой поверхности;

S_T – шаг тягового вала (шаг ходового винта кинематической цепи продольного перемещения суппорта IV).

Так как перемещения n и u связаны между собой зависимостью (1.39), то справедливо равенство

$$H = i_{0y} i_n i_y S_T, \quad (2.56)$$

на основании которого и (2.49) имеем

$$\text{ФН: } i_y = \frac{H_0 + k\alpha}{i_{0y} i_n S_T}. \quad (2.57)$$

Значение передаточного отношения i_n определяется из выражения (2.56), полагая $i_y=1$ и $H = H_{cp}$, где H_{cp} – среднее значение шага винтовой поверхности на длине детали.

Приведенная на рис. 2.22 кинематическая структура станка выполнена на механических связях между его исполнительными органами. При замене механических связей мехатронными образуется кинематическая структура, представленная на рис. 2.23.

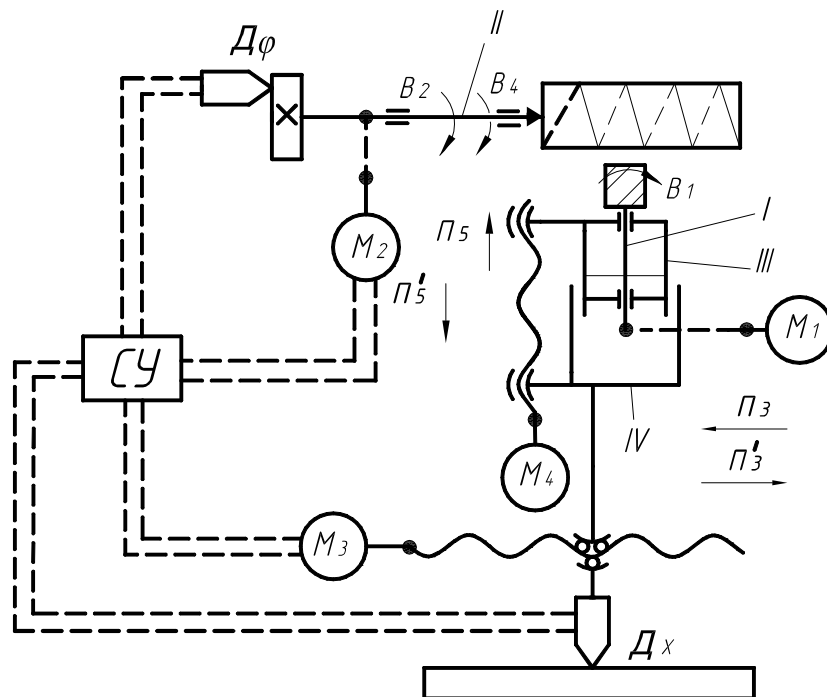


Рис. 2.23. Структурная схема станка с мехатронными связями для нарезания винтовых канавок переменного шага

В данном случае каждый исполнительный орган станка снабжен индивидуальным двигателем. Принципиальное отличие этого варианта станка от предыдущего состоит в исполнении кинематической группы винтового движения подачи $B_2\Pi_3$. Она выполнена с совмещенными внешней и внутренней связями, включенными в винторезную кинематическую цепь между шпинделем II и суппортом IV . Данная цепь содержит связанные с системой числового программного управления $СУ$ регулируемые двигатели M_2 и M_3 , первый из которых соединен со шпинделем II , а другой – с ходовым винтом тягового устройства суппорта IV . При применении двигателя M_2 встраиваемого типа его ротор непосредственно устанавливается на шпинделе II , что повышает кинематическую точность винторезной цепи.

Для повышения точности согласования движений B_2 и Π_3 , задаваемого системой управления в соответствии с законом изменения шага обрабатываемых винтовых канавок, кинематическая группа движения $B_2\Pi_3$ снабжена системой обратной связи, которая содержит связанные с системой управления датчик D_ϕ угла поворота шпинделя II и линейный датчик положения D_x продольного суппорта IV .

Для обработки с постоянной подачей s винтовой канавки переменного в соответствии с (2.49) шага частота n_{II} вращения шпинделя II должна изменяться по зависимости

$$n_{II} = \frac{s \cos \arctg((H_0 + k\alpha) / \pi D)}{\pi D}. \quad (2.58)$$

Для этого частота вращения $n_{\varepsilon 2}$ двигателя M_2 задается системой управления, равной частоте n_{II} , если передаточное отношение кинематической цепи между двигателем M_2 и шпинделем II равно 1. В противном случае $n_{\varepsilon 2} = n_{II}/i_{0s}$, где i_{0s} – постоянная этой кинематической цепи.

Одновременно частота вращения $n_{\varepsilon 3}$ двигателя M_3 регулируется системой управления по зависимости

$$n_{\varepsilon 3} = Hn_{II}/S_T. \quad (2.59)$$

Дальнейшим направлением совершенствования кинематической структуры станка по рис. 2.23 является замена двигателя M_3 и связанного с ним тягового устройства линейным двигателем, что позволит повысить кинематическую точность винторезной цепи за счет исключения геометрических и упругих погрешностей тягового устройства.

3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ ПРИВОДОВ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

3.1. Типы приводов станков

Под *приводом* понимается источник движения и совокупность механизмов для передачи от него движения исполнительному органу станка.

В зависимости от способа регулирования скорости исполнительного органа (ведомого звена привода) в металлорежущих станках применяются два типа приводов:

1) для *ступенчатого* изменения скорости:

– одно- или многоскоростной электродвигатель переменного тока в сочетании с шестеренчатой коробкой скоростей, в том числе и автоматической (основной тип привода для универсальных станков с ручным управлением – токарных, фрезерных, сверлильных и др.);

– одно- или многоскоростной электродвигатель переменного тока в сочетании с гитарой сменных зубчатых колес или шкивов ременной передачи;

2) для *бесступенчатого* изменения скорости:

– одно- или многоскоростной электродвигатель переменного тока в сочетании с вариатором или вариатором и шестеренчатой коробкой;

– регулируемые электроприводы постоянного и переменного тока;

– регулируемый электродвигатель в сочетании с шестеренчатой коробкой;

– линейный электропривод;

– гидравлический привод.

Каждый из указанных приводов имеет область рационального применения.

Выбор типа привода при проектировании станка зависит от многих технических и экономических факторов, основными из которых являются:

– назначение и область применения (универсальность) станка;

– требуемые технические возможности и характеристики привода (значения частоты вращения шпинделя или подачи, способ их регулирования, мощность привода, коэффициент полезного действия, экономичность и др.);

– обеспечение технологичности конструкции привода, в частности, требования к установке двигателя – автономно или на станине, на подвижном узле (столе), непосредственно на исполнительном органе (шпинделе);

– условия работы привода, например, частота и время пусков, остановок и реверсирования;

– ограничения по габаритным размерам и массе привода, что особенно важно, когда он установлен на движущемся с большой скоростью узле.

- степень автоматизации станка, необходимость ручного или автоматического переключения скорости, дистанционного управления;
- необходимость применения определенного рода тока (переменного, постоянного);
- удобство и безопасность управления;

При проектировании привода главного движения с шестеренчатой коробкой следует учитывать требуемую его *компоновку*. Возможны два ее варианта:

1) *неразделенный привод* – коробка скоростей и шпиндельный узел расположены в одном корпусе;

2) *разделенный привод* – коробка скоростей и шпиндельная бабка выполнены в виде отдельных, связанных между собой кинематически (обычно гибкой связью) узлов.

Оба варианта имеют свои достоинства и недостатки, определяющие область их рационального применения.

Достоинства неразделенного привода – компактность, концентрация органов управления в одном месте, меньшая стоимость по сравнению с разделенным приводом.

Недостатками неразделенного привода являются:

- передача вибрации и тепла от механизмов коробки скоростей шпиндельному узлу, что вызывает его температурные деформации, нарушает регулировку подшипниковых узлов и снижает достижимую на станке точность обработки;

- трудность применения передачи на шпиндель гибкой связью, обеспечивающей по сравнению с зубчатой передачей плавность вращения шпинделя и демпфирование колебаний.

К достоинствам разделенного привода следует отнести:

- отсутствие недостатков неразделенного привода, благодаря чему уменьшаются амплитуда колебаний шпинделя и его температурные деформации;

- возможность унификации коробок скоростей и шпиндельных бабок, что позволяет применять одинаковые узлы в разных станках;

- лучшие условия для сборки, ремонта и модернизации привода;

- более широкие возможности повышения жесткости шпиндельного узла;

- уменьшение деформаций шпинделя при разгрузке его от изгибающей нагрузки, действующей в последней передаче, т. е. от усилия натяжения ремней в ременной передаче, при установке шкива на опорах, смонтированных в корпусе шпиндельной бабки.

Благодаря указанным достоинствам разделенный привод находит применение в станках повышенной точности.

Недостатками разделенного привода являются:

– увеличение размеров ременной передачи, передающей значительно больший крутящий момент из-за расположения в конце кинематической цепи вращения шпинделя;

– увеличенная металлоемкость и более высокая стоимость привода из-за необходимости его размещения в двух корпусах.

На кинематику и компоновку привода главного движения существенно влияет тип *последней передачи* на шпиндель, выбор которой зависит от окружной скорости и требований к плавности вращения шпинделя (низкая, средняя, высокая). Согласно рекомендациям [30] при окружной скорости до 25 м/с вращение шпинделя осуществляется с помощью прямозубых или косозубых передач. Прямозубые зубчатые колеса рекомендуются при окружной скорости до 9 м/с и скорости резания до 540 м/мин, а косозубые соответственно до 14 м/с и 840 м/мин. Следует учитывать, что при одинаковой точности изготовления прямозубые зубчатые колеса обеспечивают низкую, а косозубые – среднюю плавность вращения шпинделя.

Если частота вращения шпинделя изменяется в широком диапазоне (универсальные токарные, фрезерные, сверлильные станки), то для вращения шпинделя применяют две зубчатые передачи: понижающую для низких частот вращения и повышающую для высоких частот вращения.

При более высоких значениях скорости и повышенных требованиях к плавности движения вращение шпинделя осуществляется посредством ременной передачи (координатно-расточные, алмазно-расточные, шлифовальные станки). Ременная передача для вращения шпинделя применяется также в разделенном приводе, что проще осуществить конструктивно и позволяет максимально реализовать его преимущества благодаря свойствам ременной передачи (плавность вращения, высокая демпфирующая способность).

Для повышения виброустойчивости шпиндельного узла рекомендуется диаметр зубчатых колес и шкивов, установленных на шпинделе, принимать не меньше максимального диаметра обрабатываемой поверхности (токарные станки) или инструмента (фрезерные станки).

В станках с прямолинейным главным движением (строгальные, долбежные, протяжные станки) в качестве последней передачи в механических приводах обычно используются механизмы типа зубчатое колесо – рейка, червяк – рейка, кривошипно-шатунные, кулисные, а в гидроприводах – поршень – цилиндр. Для повышения плавности движения исполнительного органа применяют косозубые и шевронные реечные передачи.

3.2. Характеристики приводов со ступенчатым регулированием скорости

3.2.1. Геометрический ряд частот вращения и подач

Создаваемый приводом ряд частот вращения характеризуется их предельными и промежуточными значениями. Расчетное значение частоты вращения шпинделя в каждом конкретном случае определяется исходя из допускаемой скорости резания v и диаметра обработки d . Учитывая множество возможных сочетаний значений v и d , обеспечение для всех случаев оптимального режима резания возможно при бесступенчатом регулировании скорости вращения шпинделя. Однако более распространено *ступенчатое регулирование скорости* исполнительных органов. В этой связи возникает задача определения промежуточных значений ряда частот вращения между n_{\min} и n_{\max} , обеспечивающих наилучшее приближение к оптимальным режимам резания и наименьшую потерю производительности обработки.

Пусть имеем ряд частот вращения с z ступенями скорости $n_1, n_2, n_3, \dots, n_i, n_{i+1}, \dots, n_z$, где $n_1 = n_{\min}$; $n_z = n_{\max}$ – его предельные значения. Для обработки со скоростью резания v (м/мин) поверхности диаметром d (мм) необходима частота вращения шпинделя

$$n = \frac{1000v}{\pi d} \text{ мин}^{-1}. \quad (3.1)$$

В общем случае расчетная частота n не совпадает ни с одним из значений членов ряда, т.е. $n_i < n < n_{i+1}$. Тогда $v_i < v < v_{i+1}$, где v_i и v_{i+1} – значения скорости резания, соответствующие для данного диаметра d частотам вращения n_i и n_{i+1} .

Для обеспечения заданной стойкости режущего инструмента обработка должна производиться со скоростью резания v_i , меньшей или равной расчетному значению v . При $v_i < v$ неизбежна потеря экономически выгодной скорости резания.

Абсолютная потеря скорости $\Delta v = v - v_i$, а относительная $A = \frac{\Delta v}{v} = \frac{v - v_i}{v}$. Пусть $v \rightarrow v_{i+1}$, тогда $\Delta v \rightarrow \Delta v_{\max} = v_{i+1} - v_i$;

$$A \rightarrow A_{\max} = \frac{v_{i+1} - v_i}{v_{i+1}} = 1 - \frac{v_i}{v_{i+1}}.$$

Поскольку скорость резания v пропорциональна частоте вращения n , то максимальная относительная потеря скорости составляет

$$A_{\max} = 1 - \frac{n_i}{n_{i+1}}. \quad (3.2)$$

Станок будет работать в равноценных эксплуатационных условиях на всем диапазоне регулирования частоты вращения шпинделя, если максимальная относительная потеря скорости будет величиной постоянной, т.е.

$A_{\max} = \text{const}$. Следовательно, $\frac{n_i}{n_{i+1}} = \text{const}$, что справедливо только для гео-

метрического ряда, у которого $\frac{n_i}{n_{i+1}} = \frac{1}{\varphi}$, где φ – знаменатель геометрической прогрессии.

Таким образом, ряд частот вращения шпинделя должен быть *геометрическим*. Это впервые было доказано русским академиком А.В. Гадолиным в 1876 году [19].

При обработке резанием *производительность формообразования*, измеряемая площадью поверхности, обработанной в единицу времени, пропорциональна скорости резания v . Например, при сверлении и точении

$$Q = \pi d n s = 1000 s v \quad (\text{мм}^2/\text{мин}), \quad (3.3)$$

где s – подача, мм/об.

Следовательно, при геометрическом ряде частоты вращения шпинделя максимальная относительная потеря производительности формообразования

$$\frac{\Delta Q}{Q_{\max}} = A_{\max} = 1 - \frac{1}{\varphi} \quad \text{– величина постоянная.}$$

Любой член геометрического ряда однозначно определяется через его знаменатель и первый член: $n_2 = n_1 \varphi$; $n_3 = n_1 \varphi^2$; $n_4 = n_1 \varphi^3$ и т.д. Поэтому связь между предельными значениями членов ряда $n_1 = n_{\min}$ и $n_z = n_{\max}$ и их числом z выражается зависимостью

$$n_z = n_1 \varphi^{z-1}, \quad (3.4)$$

а *диапазон регулирования* R_n частоты вращения привода, равный отношению n_{\max}/n_{\min} , составляет

$$R_n = \varphi^{z-1}. \quad (3.5)$$

Для обеспечения требуемого диапазона регулирования R_n при заданном значении знаменателя φ привод должен иметь z *ступеней скорости*, число которых исходя из (3.5) определяется зависимостью

$$z = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi} + 1. \quad (3.6)$$

При проектировании приводов должны применяться стандартные значения знаменателя φ .

3.2.2. Выбор значения знаменателя геометрического ряда

Значения знаменателей ϕ геометрических рядов стандартизированы. Это обеспечивает нормализацию технических характеристик (частот вращения и двойных ходов, значений подач и других параметров), что позволяет упростить кинематические расчеты станков, осуществлять унификацию их деталей и узлов. Стандартные значения знаменателей геометрических рядов установлены исходя из условий десятичной и двоичной повторяемости значений членов любого ряда.

Десятичная повторяемость определена стандартом на предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел. Определим знаменатель ряда при этом условии.

Имеем геометрический ряд: $n_1, n_2, n_3, \dots, n_x, \dots, n_p, \dots, n_y, \dots, n_q, \dots, n_z$. По условию десятичной повторяемости $n_q = n_p \phi^{E_2}$, где E_2 – целое число, равное числу ступеней в каждом десятичном интервале. Следовательно,

$$\phi = \sqrt[E_2]{10}. \quad (3.7)$$

Двоичная повторяемость обусловлена необходимостью применения многоскоростных электродвигателей, частота вращения которых при переключении изменяется в два раза, например, $n_3 = 750/1500/3000 \text{ мин}^{-1}$. Аналогично, условие двойной повторяемости выполняется, если

$$\phi = \sqrt[E_1]{2}, \quad (3.8)$$

где E_1 – целое число, равное числу ступеней скорости в каждом двойном интервале.

Значения ϕ должны одновременно удовлетворять условиям (3.7) и (3.8), поэтому $\phi = \sqrt[E_2]{10} = \sqrt[E_1]{2}$, или

$$\frac{\lg 2}{E_1} = \frac{\lg 10}{E_2}. \quad (3.9)$$

Следовательно, $E_1 \approx 0,3E_2$. Стандартизованы следующие значения E_2 : 40, 20, 10 и 5. Отсюда с добавлением значений $\phi = \sqrt{2} = 1,41$; $\phi = 2$ и $\phi = \sqrt[4]{10} = 1,78$ в станкостроении установлен следующий ряд стандартных значений знаменателя ϕ : 1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 1,58; 1,78; 2,0. Для каждого из этих значений существует стандартный геометрический ряд чисел, используемых при проектировании кинематики станков для задания их технических характеристик – частот вращения, чисел двойных ходов и подачи исполнительных органов. Фактические значения указанных параметров могут отличаться от стандартных значений членов принятого геометрического ряда не более чем на $\pm 10(\phi - 1) \%$.

Практикой станкостроения определены следующие *рекомендации* по выбору значения знаменателя геометрического ряда:

- для *универсальных станков* средних размеров чаще применяется $\varphi = 1,26$, реже $\varphi = 1,41$;
- для *крупных станков* и станков с гитарами настройки $\varphi = 1,06$; 1,12; 1,26;
- для *мелких станков* $\varphi = 1,58$; 1,78; 2,0.

В приводах с многоскоростными двигателями переменного тока нельзя применять $\varphi = 1,58$ и $\varphi = 1,78$, так как при этих значениях φ число E_1 имеет дробные значения и поэтому не выполняется условие двойной повторяемости значений членов ряда.

Следует учитывать, что чем меньше значение φ , тем привод ближе к бесступенчатому, тем меньше возможные потери производительности. Однако в этом случае возрастает число ступеней скорости шестеренчатой коробки, усложняется ее конструкция, увеличиваются габариты и вес.

3.2.3. Арифметический ряд подач

Некоторые схемы обработки резанием с возвратно-поступательным главным движением (строгание, долбление) основаны на периодическом движении подачи. На станке она осуществляется с помощью механизма дискретного действия, обычно храпового. Величина подачи в этом случае прямо пропорциональна углу поворота храпового колеса, зависящему от числа зубьев, на которое оно периодически поворачивается.

При каждом повороте храпового колеса на угол между зубьями подача изменяется на одну и ту же величину. Поэтому последовательность значений подачи образует арифметический ряд

$$s_1, s_2, s_3, \dots, s_i, \dots, s_{z-1}, s_z,$$

где $s_1 = s_{\min}$ – значение подачи, соответствующее повороту храпового колеса на 1 зуб;

s_2 – значение подачи, соответствующее повороту храпового колеса на 2 зуба и т. д.;

s_z – максимальное значение подачи.

При этом $s_2 - s_1 = s_{i+1} - s_i = C$ – разность арифметического ряда.

Для арифметического ряда с z членами справедливы следующие соотношения:

$$s_2 = s_1 + C;$$

$$s_3 = s_2 + C = s_1 + 2C;$$

.....

$$s_i = s_{i-1} + C = s_1 + (i - 1) C;$$

.....

$$s_z = s_{z-1} + C = s_1 + (z - 1)C.$$

Следовательно,

$$C = \frac{s_z - s_1}{z_s - 1} = \frac{s_{\max} - s_{\min}}{z_s - 1}. \quad (3.10)$$

Из (3.10) при заданных разности C арифметического ряда и предельных значениях подачи s_{\min} и s_{\max} определяется число подач z_s , которое должен обеспечить проектируемый привод:

$$z_s = \frac{s_{\max} - s_{\min}}{C} + 1. \quad (3.11)$$

В отдельных случаях, обычно при небольшом числе значений подачи, арифметический ряд применяется и для задания величины непрерывной подачи. Например, значения подачи, создаваемые кинематикой вертикально-сверлильного станка модели 2Н125Л, составляют арифметический ряд с разностью $C = 0,1$ мм/об. Арифметический ряд используется также при проектировании винторезных цепей резьбообрабатывающих станков, если значения шага нарезаемой резьбы образуют арифметический ряд.

3.2.4. Определение основных кинематических и энергетических характеристик приводов станков

К основным *кинематическим* характеристикам приводов станков относятся предельные значения скорости движения исполнительных органов (частота вращения шпинделя или возвратно-поступательного движения ползуна, подача стола и т.п.). *Энергетическими* характеристикам являются мощность двигателя или допускаемый крутящий момент на ведущем валу, тяговое усилие подачи, КПД и др. Знание кинематических характеристик необходимо для проектирования кинематики привода главного движения, приводов рабочей и ускоренной подачи, вспомогательных движений. Энергетические характеристики необходимы при динамическом и прочностном расчете приводов и других элементов станка. Указанные характеристики определяются на основании принятых предельных режимов резания, соответствующих значений составляющих силы резания с учетом технических характеристик современных аналогичных станков.

Определение предельных режимов резания. Режимы резания, реализуемые станком, должны обеспечивать возможность производительной обработки деталей из разных материалов и более полного использования технических возможностей станка и режущей способности инструмента. Предельные режимы резания определяют в следующей последовательности [30]:

- выбирают характеристику режущего инструмента;
- задают предельные значения глубины резания t_{\max} и t_{\min} ;
- определяют предельные значения подачи s_{\max} и s_{\min} ;

– по известным t и S , задавшись периодом стойкости инструмента, определяют предельные значения скорости резания v_{\max} и v_{\min} , пользуясь известными эмпирическими зависимостями и нормативами режимов резания.

К *характеристикам режущего инструмента* относятся: его тип и геометрические параметры (например, главный угол в плане, радиус при вершине лезвия и др.); размеры сечений стержней, державок и оправок; материал режущей части. При выборе характеристики режущего инструмента учитываются вид обработки (черновая или чистовая), жесткость системы «станок – приспособление – инструмент – заготовка» и другие условия резания. Эти данные определяются по справочной литературе исходя из обрабатываемых на станке материалов и предельных габаритных размеров заготовок так, чтобы спроектированный станок обеспечивал возможность настройки режимов резания, необходимых для выполнения всех предусмотренных на нем операций.

Максимальная глубина резания t_{\max} соответствует черновой обработке и по возможности принимается равной всему припуску на обработку или большей его части, а *минимальная глубина резания t_{\min}* характерна для чистовой обработки. Величина припуска устанавливается по справочной литературе в зависимости от размеров и типа заготовки (прокат, литье, штамповка и т.д.).

Предельные значения t_{\max} и t_{\min} принимают по нормативным данным, исходя из типоразмера станка, характеристики режущего инструмента и обрабатываемого материала, вида заготовки, требований к качеству обработки. Они необходимы для определения сил резания и расчета по ним упругих деформаций элементов системы «станок – приспособление – инструмент – заготовка» соответственно при черновой и чистовой обработке. Например, максимальная глубина резания t_{\max} при точении принимается для крупных токарных и карусельных станков до 10 мм, для станков средних размеров – 3,5 – 5 мм, для мелких станков – до 2 мм. Минимальная глубина резания t_{\min} имеет место при чистовой обработке и принимается по нормативным данным в зависимости от требований к точности обработки и шероховатости обработанной поверхности.

Предельные значения подачи s_{\max} и s_{\min} определяются либо по нормативным данным, либо по эмпирическим формулам в зависимости от типоразмера станка, мощности его привода (по аналогии со станком-прототипом), характеристики режущего инструмента, его жесткости и прочности, условий резания, заданной шероховатости обработанной поверхности и других факторов. Максимальная подача s_{\max} соответствует черновой, а минимальная s_{\min} – чистовой обработке.

Скорость ускоренного перемещения исполнительного органа (холостого хода), необходимая для проектирования привода ускоренных пере-

мещений, принимается с учетом ее значения в современных аналогичных станках и тенденций их развития.

Предельные значения скорости резания определяются по нормативам режимов резания или по формулам теории резания для каждого реализуемого на станке вида обработки с целью расчета по этим значениям кинематических характеристик привода. В обоих случаях должны учитываться период стойкости инструмента для данного вида обработки и физико-механические свойства заданных обрабатываемых материалов, состояние поверхности заготовки, материал режущей части инструмента и другие условия резания. Период стойкости инструмента должен задаваться с учетом числа одновременно работающих инструментов и одновременно обслуживаемых станков.

Ниже приведены общие рекомендации по выбору предельных значений скорости резания и подачи.

Максимальная скорость резания соответствует чистовой обработке наиболее легко обрабатываемого материала наиболее теплостойким инструментом, указанным в задании на проектирование станка. *Минимальная скорость резания* обычно соответствует черновой обработке наиболее труднообрабатываемого материала. Однако могут быть и исключения. Например, при обработке на сверлильных и токарных станках минимальная скорость резания имеет место при развертывании или нарезании резьбы метчиком (плашкой).

Максимальная подача соответствует:

- для токарных станков – черновому точению жестких заготовок из наиболее легко обрабатываемого материала;
- для сверлильных станков – развертыванию отверстия наибольшего диаметра;
- для фрезерных станков – черновому фрезерованию твердосплавными фрезами.

Минимальная подача соответствует:

- для токарных станков – чистовому точению (если применяются инструменты из сверхтвердых материалов, то чистовому точению этими инструментами);
- для сверлильных станков – сверлению отверстия наименьшего расчетного диаметра;
- для фрезерных станков – фрезерованию пазов концевыми, Т-образными или фасонными фрезами (уточняется по нормативам режимов резания).

При расчете минутной подачи s_m для фрезерных станков следует иметь в виду, что $s_{m \max} \neq s_{z \max} \cdot n_{\max} \cdot z_{\max}$ и $s_{m \min} \neq s_{z \min} \cdot n_{\min} \cdot z_{\min}$, где $z_{\max}(z_{\min})$ – максимальное (минимальное) число зубьев, $s_{z \max}(s_{z \min})$ – макси-

мальная (минимальная) подача на зуб, (мм/зуб), так как значения $s_{z\max}$ и n_{\max} ($s_{z\min}$ и n_{\min}) относятся к различным видам обработки. Соотношение этих параметров должно приниматься в соответствии с нормативами режимов резания.

Использование приведенных выше рекомендаций позволяет сократить количество рассматриваемых вариантов обработки при анализе и определении предельных режимов резания.

При проектировании универсальных станков для определения максимальной скорости резания v_{\max} в качестве обрабатываемого материала следует выбирать малоуглеродистую сталь ($HB < 170$, $\sigma_B < (60 \cdot 10^7 \text{ Па})$), а при определении минимальной скорости резания v_{\min} – высокопрочную легированную сталь ($HB > 170$, $\sigma_B > 75 \cdot 10^7 \text{ Па}$) [30]. Режимы резания жаропрочных, коррозионно-стойких сталей и сплавов, а также неметаллических материалов должны учитывать коэффициенты их обрабатываемости, приведенные в нормативах режимов резания.

При выборе предельных значений режимов резания следует учитывать особенности одноинструментной и многоинструментной обработки, а также степень автоматизации проектируемого станка.

Если режимы резания при проектировании универсальных станков задаются с учетом совершенствования инструментальных материалов и прогресса технологии механической обработки, то при проектировании специальных и специализированных станков – исходя из вида и материала заготовки, применяемых инструментов и требований, предъявляемых к качеству обработки.

Выбор режимов резания при проектировании станка для *многоинструментальной обработки* должен учитывать следующие особенности работы режущих инструментов:

- равенство значений подач для всех одновременно работающих инструментов, установленных на одном исполнительном органе станка;
- большее значение задаваемого периода стойкости инструмента, чем такого же инструмента при одноинструментной обработке, для сокращения простоев станка из-за переналадки и смены затупившегося инструмента;
- зависимость задаваемого периода стойкости от числа одновременно участвующих в работе инструментов – чем больше инструментов одновременно участвуют в работе, тем больше должен быть период стойкости каждого из них (например, при одновременной работе десяти резцов их стойкость составляет в среднем 180 мин, а двадцати – 260 мин);
- скорость резания принимается обычно меньше, чем при одноинструментной обработке из-за больших значений периода стойкости инструментов.

В общем случае принимаемые режимы резания должны соответствовать периодам стойкости инструментов, обеспечивающим экономическую рентабельность проектируемого станка, т. е. условиям максимальной производительности или наименьшей себестоимости обработки.

Расчет кинематических характеристик привода. Для вычисления предельных значений частоты вращения шпинделя необходимо вначале определить *предельные расчетные диаметры* обработки (диаметры заготовки или инструмента) – максимальный D_{\max} и минимальный D_{\min} . Исходя из статистических данных за расчетные диаметры обработки принимают наиболее вероятные их значения:

- для токарных станков максимальный расчетный диаметр обработки $D_{\max}=(0,6 - 0,7)D$, где D – максимальный диаметр заготовки, устанавливаемой над станиной;

- для токарно-револьверных прутковых автоматов, полуавтоматов и универсальных станков D_{\max} принимается равным максимальному диаметру прутка, указанному в задании на проектирование станка;

- для карусельных станков: $D_{\max}=1,12D$; $D_{\min}=0,2D$, где D – диаметр планшайбы;

- для сверлильных станков расчетное значение D_{\max} равно максимальному диаметру сверления, приведенному в техническом задании;

- для фрезерных станков максимальный расчетный диаметр фрез (торцовых) $D_{\max}=(0,3 - 0,6)B$, где B – ширина стола (указывается в техническом задании);

- для зубофрезерных станков значения D_{\max} и D_{\min} определяются по стандартам на червячные фрезы соответственно для максимального m_{\max} (указывается в задании) и минимального m_{\min} модулей обрабатываемых зубчатых колес, при этом принимается $m_{\min}=(0,2 - 0,3)m_{\max}$.

Минимальное значение расчетного диаметра, за исключением указанных выше случаев, определяется соотношением $D_{\min} = (0,1 - 0,3)D_{\max}$. Обычно принимают $D_{\min} = (0,2 - 0,25)D_{\max}$.

Для станков с возвратно-поступательным главным движением определяется минимальная L_{\min} расчетная длина хода инструмента: $L_{\min} = 0,5L_{\max}$, где L_{\max} – максимальная длина хода инструмента, указанная в техническом задании на проектирование станка.

Предельные значения частоты вращения шпинделя n_{\max} и n_{\min} вычисляются по формулам

$$n_{\max} = \frac{1000v_{\max}}{\pi D_{\min}} \text{ мин}^{-1}; \quad (3.12)$$

$$n_{\min} = \frac{1000v_{\min}}{\pi D_{\max}} \text{ мин}^{-1}. \quad (3.13)$$

Следует иметь в виду, что значения v_{\max} и D_{\max} (v_{\min} и D_{\min}) должны относиться к одной операции, поэтому ошибочно, например, при определении n_{\max} значение v_{\max} принять по точению наружной поверхности, а D_{\min} – по сверлению отверстия.

Предельные значения частоты двойных ходов исполнительного органа рассчитываются по формулам:

$$n_{\max} = \frac{500v_{\max}}{L_{\min}} \text{ дв. х./мин}; \quad (3.14)$$

$$n_{\min} = \frac{500v_{\min}}{L_{\max}} \text{ дв. х./мин}. \quad (3.15)$$

Предельные значения частоты вращения или числа двойных ходов исполнительного органа n_{\max} и n_{\min} при проектировании станка принимаются исходя из рассчитанных по зависимостям (3.12) – (3.15) значений и технических характеристик современных аналогичных станков. Необходимо также учитывать тенденции в развитии станков данного типа в части изменения их технических характеристик, которые должны быть выявлены по литературным данным.

Определение энергетических характеристик привода. *Мощность резания* (эффективная мощность) или *момент крутящий* на шпинделе, а также составляющие *силы резания* определяются по нормативам режимов резания или рассчитываются по приведенным в справочной литературе формулам исходя из принятых значений скорости резания, глубины резания и подачи. Эти величины необходимы для расчета мощности двигателя и элементов привода (валов, зубчатых колес и др.) по критериям работоспособности.

Мощность электродвигателей приводов станка определяется предварительно до разработки его кинематической схемы и окончательно уточняется после разработки конструкции и испытаний станка на мощность.

Если приводы оснащены индивидуальными двигателями, то мощность каждого из них определяется в отдельности. Если двигатель является общим для нескольких приводов станка, то для обеспечения их одновременной работы мощность двигателя должна определяться с учетом этого условия.

Потребляемая приводом мощность N (мощность двигателя) определяется зависимостью

$$N = N_{\text{э}} + N_{\text{хх}} + N_{\text{доп}}, \quad (3.16)$$

где $N_{\text{э}}$ – эффективная (полезная) мощность;

$N_{\text{хх}}$ – мощность холостого хода – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивлений в приводе без нагрузки;

$N_{\text{доп}}$ – дополнительные потери мощности, возникающие в приводе под нагрузкой.

Величины N_{xx} и $N_{дон}$ неизвестны на стадии проектирования кинематической схемы и могут быть определены только экспериментально при испытании привода на мощность. Поэтому эти величины учитывают с помощью КПД.

Мощность двигателя главного движения

$$N = \frac{N_{\text{э}}}{\eta} \quad (3.17)$$

или, учитывая возможность перегрузки электродвигателя на 25 %,

$$N = \frac{N_{\text{э}}}{1,25\eta}, \quad (3.18)$$

где η – КПД цепи главного движения.

При приближенных расчетах принимают следующие значения η :

- для станков с вращательным главным движением $\eta = 0,7 \dots 0,85$;
- для станков с возвратно-поступательным главным движением $\eta = 0,6 \dots 0,7$.

Если кинематика проектируемого станка аналогична известному станку (прототипу), то принимают

$$\eta = \prod \eta_i, \quad (3.19)$$

где η_i – КПД i -того элемента (зубчатой передачи, подшипника), входящего в привод. Значение η привода уточняется по (3.19) после разработки кинематической схемы привода с использованием приведенных в литературе справочных данных о КПД входящих в привод передач и подшипников.

Мощность N_n двигателя привода подачи вычисляется по формуле

$$N_n = \frac{N_{\text{эн}}}{\eta_n}, \quad (3.20)$$

где η_n – КПД цепи подач;

$N_{\text{эн}}$ – эффективная мощность, необходимая для осуществления движения подачи:

$$N_{\text{эн}} = A Q v_s, \quad (3.21)$$

где A – числовой коэффициент;

Q – тяговое усилие;

v_s – скорость движения подачи.

Величина Q определяется по известным зависимостям [25, 30].

Если приводы главного движения и подачи имеют общий двигатель, то мощность, необходимая для осуществления движения подачи, принимается в процентах от мощности главного движения: для токарных станков – 3 – 4 %; для сверлильных – 4 – 5 %; для фрезерных – 15 – 20 %. С учетом этого определяется мощность двигателя.

3.3. Обоснование структуры шестеренчатой коробки со ступенчатым регулированием скорости

3.3.1. Типы передач и структура шестеренчатых коробок

В универсальных металлорежущих станках для настройки скорости исполнительного органа (частоты вращения, подачи) широко применяются шестеренчатые коробки, основными конструктивными разновидностями которых являются:

- коробки с подвижными блоками зубчатых колес;
- коробки с кулачковыми или фрикционными муфтами.

В зависимости от количества валов коробки бывают двухваловые и многоваловые.

Передачи в шестеренчатой коробке делятся на одиночные и групповые. Если передача движения от одного вала к другому осуществляется одной парой зубчатых колес, то такая передача называется *одиночной*. Если же два вала могут быть соединены между собой несколькими передачами, то их совокупность называется *групповой передачей* или *группой передач*. Например, групповая передача, изображенная на рис. 3.1, состоит из трех передач, т. к. между валами *I* и *II* возможны три различных варианта зацепления зубчатых колес с передаточными отношениями:

$$i_1 = \frac{z_1}{z_1}; \quad i_2 = \frac{z_2}{z_2}; \quad i_3 = \frac{z_3}{z_3}.$$

Введем следующие обозначения:

m – число групп передач в коробке;

p_i – число передач в данной группе;

z – число ступеней скорости, создаваемых коробкой.

Для коробки, изображенной на рис. 3.1, $m=1$; $p=3$; $z=p=3$.

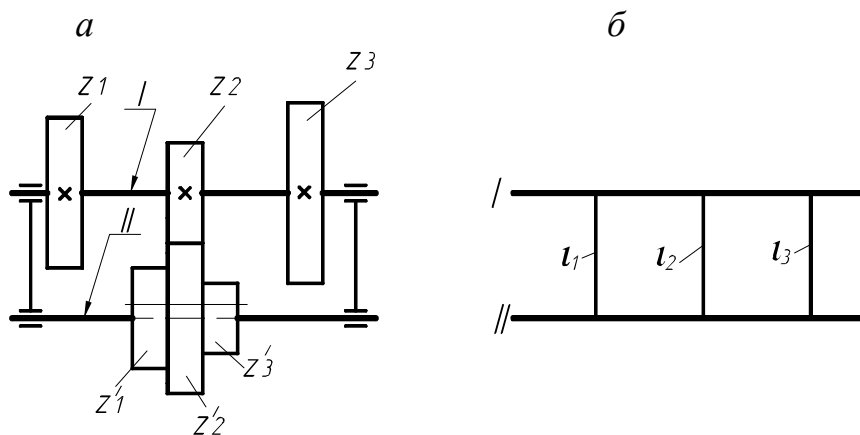


Рис. 3.1. Кинематическая схема (а) групповой передачи и ее упрощенное изображение (б)

Двухваловые коробки всегда состоят из одной группы передач. Они применяются при небольшом диапазоне регулирования скорости и небольшом числе ее ступеней, так как из конструктивных соображений число передач между двумя валами обычно не превышает 6. Разновидностью двухваловых коробок являются механизмы изменения скорости с шестеренчатым или двойным шестеренчатым конусом, применяемые, например, в приводах подач некоторых моделей токарно-винторезных, сверлильных и других станков.

Достоинством двухваловых коробок передач является то, что они позволяют создать различные закономерности изменения частоты вращения ведомого вала при переключении передач группы за счет соответствующих значений их передаточных отношений.

Для обеспечения широкого диапазона регулирования скорости служат *многоваловые* коробки, так как каждая последовательно присоединенная группа умножает число ступеней скорости в соответствии с количеством передач в присоединенной группе. Поэтому последовательно распложенные группы передач называются *множительными*.

При одинаковом числе зубчатых колес многоваловая коробка обеспечивает больше ступеней скорости, чем двухваловая. Так, при пяти зубчатых передачах двухваловая коробка создает пять ступеней скорости, а трехваловая – шесть.

Четырехваловая коробка (рис. 3.2) имеет три группы передач, у которой в первой группе число передач $p_1=3$, во второй $p_2=2$ и в третьей $p_3=2$.

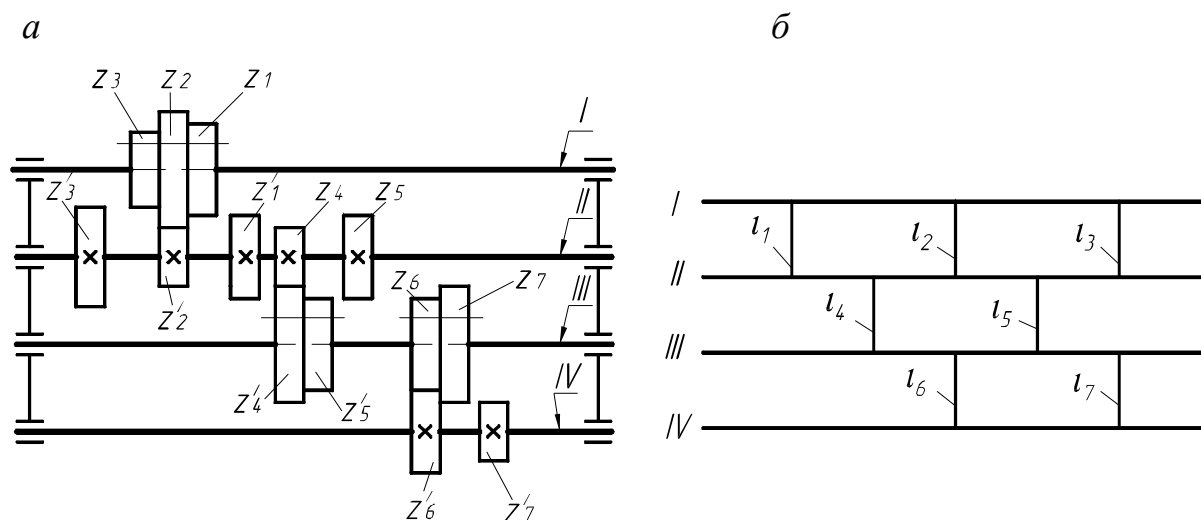


Рис. 3.2. Кинематическая схема шестеренчатой коробки (а) и ее упрощенное изображение (б)

Число ступеней скорости z , которое обеспечивает данная коробка, составляет $z = p_1 p_2 p_3 = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 12$. Таким образом, число ступеней скоро-

сти, которое создают m последовательно соединенных групп передач, равно произведению передач в группах

$$z = p_1 p_2 \dots p_i \dots p_m. \quad (3.22)$$

Последовательное соединение групп передач называется *простой множительной структурой*. При выборе такой структуры следует иметь в виду, что из закономерных рядов она позволяет создать только геометрический ряд частот вращения. Структура коробки может представлять объединение нескольких простых множительных структур. Такая структура называется *сложенной* (см. п. 3.7.2).

3.3.2. Последовательность проектирования кинематики коробок скоростей

Исходными данными для проектирования являются: предельные значения частоты вращения шпинделя ($n_{\min} = n_1$, $n_{\max} = n_z$); знаменатель ϕ геометрического ряда частот вращения.

Требуется определить или выбрать:

- число ступеней скорости z коробки;
- число групп передач m ;
- число передач в каждой группе p_i , где $1 < i < m$;
- порядок расположения групповых передач кинематической цепи от двигателя до шпинделя;
- порядок переключения групповых передач для получения последовательно всех значений частоты вращения шпинделя от n_1 до n_z ;
- количество и расположение одиночных передач.

Требуется вычислить:

- передаточные отношения всех передач;
- числа зубьев всех зубчатых колес.

Задача имеет множество решений, из которых на основе анализа необходимо исключить неосуществимые или нерациональные варианты.

3.3.3. Определение числа ступеней скорости и количества групп передач

Число ступеней скорости z , создаваемых коробкой, определяется по формуле (3.6). Расчетное значение z округляется до целого числа.

Для определения *количества групп передач* в коробке принятое значение z необходимо разложить на множители, каждый из которых равен числу p_i передач в группе. Обычно $p_i = 2$ или 3, реже 4. Если z не раскладывается на множители, то применяется структура с перекрытием значений частот вращения (см. п. 3.7.4) или сложенная структура (см. п. 3.7.2.). Количество множителей в разложении z и определяет число групп передач, т. е. если величину z можно разложить на множители a_1, a_2, \dots, a_m :

$$z = a_1 a_2 \dots a_m, \quad (3.23)$$

то привод должен иметь m групповых передач.

Из множества возможных предпочтительных вариантов, когда требуемое число z ступеней скорости обеспечивается меньшим числом групп, так как в этом случае коробка будет иметь меньше отверстий в корпусе, валов, подшипников, меньшие вес и габариты. Например при $z = 16$ возможны следующие варианты: $z = a_1 a_2 a_3 a_4 = 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2$; $z = a_1 a_2 a_3 = 2 \cdot 2 \cdot 4$; $z = a_1 a_2 = 4 \cdot 4$, из которых в первом $m = 4$, во втором $m = 3$ и в третьем $m = 2$. При выборе конкретного варианта необходимо учитывать возможность его осуществления (см. п. 3.3.7).

3.3.4. Порядок расположения и последовательность переключения групповых передач в приводе

Группы передач в *порядке расположения* обозначаются индексами 1, 2, 3... m – соответственно первая p_1 , вторая p_2 и т. д. до последней p_m . Число передач в любой группе p_i может быть принято равным любому из множителей a_i , входящих в выражение (3.23). Поэтому в общем случае число вариантов порядка расположения равно количеству перестановок из m элементов по m , т. е. $y_k = m!$, где y_k – количество вариантов расположения групповых передач (конструктивных вариантов коробки).

В частном случае, когда q групп имеют одинаковое число передач,

$$y_k = \frac{m!}{q!}. \quad (3.24)$$

В данном случае две группы имеют одинаковое число передач ($q = 2$), поэтому $y_k = \frac{3!}{2!} = 3$.

Следовательно, коробка может быть выполнена в соответствии с одним из трех возможных вариантов порядка расположения групповых передач:

$$1. z = p_1 p_2 p_3 = 3 \cdot 2 \cdot 2.$$

$$2. z = p_1 p_2 p_3 = 2 \cdot 3 \cdot 2.$$

$$3. z = p_1 p_2 p_3 = 2 \cdot 2 \cdot 3.$$

Зубчатые передачи коробки скоростей, принадлежащие различным группам, обычно имеют разные модули, которые увеличиваются вдоль кинематической цепи. Отсюда, чем больше зубчатых колес находится в первых группах, тем меньше вес шестеренчатой коробки. Поэтому из возможных вариантов порядка расположения групповых передач предпочтительнее тот, при котором число передач в группах уменьшается вдоль кинематической цепи, т. е.

$$p_1 > p_2 > \dots > p_m. \quad (3.25)$$

При проектировании коробки следует учитывать условие (3.25). Конструктивно указанные варианты различаются тем, что группа из трех

передач в первом варианте расположена между валами *I* и *II*, во втором – между *II* и *III*, а в третьем – между *III* и *IV* валами (рис. 3.3).

В порядке переключения группа передач может быть:

– *основной* (p_0) – переключается в первую очередь для получения соседнего значения частоты вращения;

– *I-й переборной* – переключается во вторую очередь;

– *II-й переборной* – переключается в третью очередь и т. д.

Каждая группа передач в коробке может быть основной, первой переборной и т. д. Следовательно, для каждого конструктивного варианта расположения групп в коробке теоретически возможны $m!$ кинематических вариантов. Поэтому количество всех возможных вариантов переключения составляет

$$y_{пер.} = \frac{m!}{q!} m!. \quad (3.26)$$

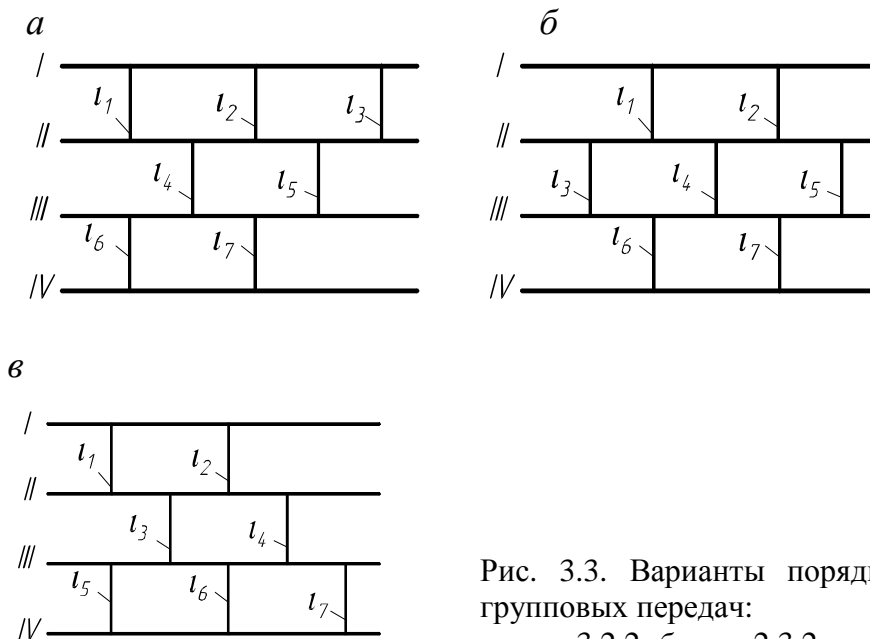


Рис. 3.3. Варианты порядка расположения групповых передач:

$a - z = 3 \cdot 2 \cdot 2$; $б - z = 2 \cdot 3 \cdot 2$; $в - z = 2 \cdot 2 \cdot 3$.

Для рассмотренного выше примера теоретически возможно 18 различных вариантов шестеренчатой коробки. Практически же не все из них осуществимы, что требует специальной проверки (см. п. 3.3.7).

Порядок переключения групповой передачи зависит от соотношения значений передаточных отношений ее передач, которое выражается уравнением настройки групповой передачи.

3.3.5. Уравнение настройки и характеристика групповой передачи

Расширение диапазона регулирования привода достигается последовательным соединением групповых передач. При проектировании привода

необходимо знать общие кинематические закономерности множительных групп, в частности, взаимосвязь передаточных отношений отдельных передач в группе.

Пусть имеем последовательность одиночных и групповых передач, дающих геометрический ряд частот вращения с числом ступеней скорости x и диапазоном регулирования R_x (рис. 3.4). Для расширения диапазона регулирования присоединим к данной последовательности множительную группу из p передач (1, 2, 3, ... p) с передаточными отношениями соответственно $i_1, i_2, i_3, \dots, i_p$, причем $i_1 < i_2 < i_3 < \dots < i_p$.

При включении первой передачи (i_1) предшествующие группы создают геометрический ряд частот вращения: $n_1, n_2, \dots, n_{x-1}, n_x$.

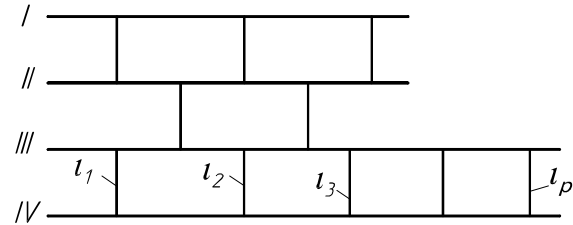


Рис. 3.4. Структура коробки с последовательным соединением групповых передач

Переключение множительной группы на вторую передачу (i_2) позволяет получить x последующих членов геометрического ряда частот вращения: $n_{x+1}, n_{x+2}, \dots, n_{2x-1}, n_{2x}$. Аналогично, при включении передач с третьей до последней имеем:

$$\begin{aligned} & n_{2x+1}, n_{2x+2}, \dots, n_{3x-1}, n_{3x}; \\ & n_{3x+1}, n_{3x+2}, \dots, n_{4x-1}, n_{4x}; \\ & \dots \dots \dots \\ & n_{(p-1)x+1}, n_{(p-1)x+2}, \dots, n_{px-1}, n_{px}. \end{aligned}$$

Обозначив частоту вращения ведущего вала рассматриваемой множительной группы n' , получим: $n_x = n' i_1$; $n_{2x} = n' i_2$; ... $n_{px} = n' i_p$. Поэтому имеем следующие соотношения передаточных отношений множительной группы:

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{n_x}{n_{2x}} = \frac{n_1 \varphi^{x-1}}{n_1 \varphi^{2x-1}} = \frac{1}{\varphi^x};$$

$$\frac{i_1}{i_3} = \frac{n_x}{n_{3x}} = \frac{n_1 \varphi^{x-1}}{n_1 \varphi^{3x-1}} = \frac{1}{\varphi^{2x}};$$

$$\frac{i_1}{i_p} = \frac{n_x}{n_{px}} = \frac{n_1 \varphi^{x-1}}{n_1 \varphi^{px-1}} = \frac{1}{\varphi^{(p-1)x}}.$$

Следовательно,

$$i_1 : i_2 : i_3 : \dots : i_p = 1 : \varphi^x : \varphi^{2x} : \dots : \varphi^{(p-1)x}. \quad (3.27)$$

Выражение (3.27) устанавливает относительную связь между передаточными отношениями передач данной группы и называется *уравнением настройки групповых передач*. Согласно уравнению настройки $i_2 = i_1 \varphi^x$; $i_3 = i_1 \varphi^{2x}$; $i_p = i_1 \varphi^{p(x-1)}$, т.е. передаточные отношения передач множительной группы образуют геометрический ряд со знаменателем φ^x . Из равенств $\varphi^x = \varphi \varphi^{x-1} = \varphi R_x$ следует, что знаменатель ряда передаточных отношений данной группы равен произведению знаменателя ряда частот вращения и диапазона регулирования, которые дают группы, предшествующие данной в порядке переключения, т.е.

$$\varphi^x = \varphi R_x. \quad (3.28)$$

Каждая группа передач является множительной для совокупности групп передач, кинематически ей предшествующей, поэтому уравнения (3.27) и (3.28) выражают основную общую закономерность построения групповых передач привода, обеспечивающего геометрический ряд частот вращения.

Показатель x при φ в уравнении настройки групповых передач называется *характеристикой* множительной группы передач. Из вывода уравнения настройки следует, что характеристика группы передач численно равна количеству ступеней скорости, которые дают группы, предшествующие в порядке переключения данной. Значение характеристики показывает также, на сколько ступеней изменяется скорость при переключении передач данной группы.

Первая в порядке переключения группа (*основная группа*) является множительной только для одиночных передач, дающих постоянное значение скорости. Поэтому характеристика x_0 основной группы равна единице: $x_0 = 1$.

Второй в порядке переключения группе (*первой переборной*) кинематически предшествует основная группа, которая обеспечивает число ступеней скорости, равное количеству ее передач p_0 . Следовательно, характеристика x_1 первой переборной группы равна числу передач в основной группе: $x_1 = p_0$.

Основная и первая переборные группы создают число ступеней скорости, равное произведению количества их передач, т.е. $p_0 p_1$. Поэтому характеристика третьей в порядке переключения группы (*второй переборной*) $x_{II} = p_0 p_1$. Характеристика i -той группы передач в приводе $x_i = p_0 p_1 p_{II} \dots p_{i-1}$. При подстановке в уравнение (3.27) конкретного значения характеристики, получаем уравнение настройки для кинематической группы. Например, уравнение настройки основной группы ($x_0=1$) имеет вид

$$i_1: i_2: i_3: \dots: i_{p_0} = 1: \varphi: \varphi^2: \dots: \varphi^{(p_0-1)}. \quad (3.30)$$

Уравнение настройки для первой переборной группы ($x_1=p_0$)

$$i_1: i_2: i_3: \dots: i_{p_1} = 1: \varphi^{p_0}: \varphi^{2p_0}: \dots: \varphi^{(p_1-1)p_0}. \quad (3.31)$$

3.3.6. Формула структуры привода

Выражение вида

$$z = p_1(x_1) p_2(x_2) \dots p_m(x_m), \quad (3.32)$$

задающее порядок расположения групп вдоль кинематической цепи и порядок переключения групп для получения последовательно геометрического ряда скоростей, называется формулой структуры привода. Рассмотрим примеры ее составления.

Пример 1. Имеем привод, содержащий 3 групповые передачи: $p_1 = 3$; $p_2 = 3$; $p_3 = 2$. Пусть вторая в порядке расположения группа является основной ($p_2 = p_0$, $x_2 = x_0$), третья – первой переборной ($p_3 = p_1$, $x_3 = x_1$) и первая – второй переборной ($p_1 = p_{II}$, $x_1 = x_{II}$). Тогда характеристики групп: $x_1 = x_{II} = p_0 p_1 = p_2 p_3 = 3 \cdot 2 = 6$; $x_2 = x_0 = 1$; $x_3 = x_1 = p_0 = p_2 = 3$.

Формула структуры данного привода: $z = 3(6) 3(1) 2(3)$.

Пример 2. Дано $z = 12$; $m = 3$.

Порядок расположения групп: $p_1 = 2$; $p_2 = 3$; $p_3 = 2$;

Порядок переключения групп: $p_0 = p_1$, $x_0 = x_1$; $p_1 = p_3$, $x_1 = x_3$; $p_{II} = p_2$, $x_{II} = x_2$.

Тогда характеристики групп составят: $x_1 = x_0 = 1$; $x_2 = x_{II} = p_0 \cdot p_1 = p_1 \cdot p_3 = 2 \cdot 2 = 4$. $x_3 = x_1 = p_0 = p_1 = 2$. Следовательно, формула структуры привода имеет вид: $z = 2(1) \cdot 3(4) \cdot 2(2)$.

3.3.7. Проверка осуществимости варианта структуры привода

Как следует из уравнения настройки групповых передач, между передаточными отношениями ($i_1 \dots i_p$) передач группы и ее основными параметрами (p , x) существует определенная количественная связь. Передаточные отношения передач группы имеют предельные значения, поэтому ее параметры p и x не могут быть произвольными. В этой связи не все возможные варианты структуры привода осуществимы.

Проверка осуществимости варианта структуры привода является обязательным этапом его проектирования. Решение этой задачи связано с определением связи между передаточными отношениями и диапазоном регулирования групповой передачи. Установим эту связь.

Имеем группу с p передачами (рис. 3.5) между валами I и II , при этом $i_1 < i_2 < \dots < i_p$. При вращении вала I с частотой n_0 вал II имеет p частот вращения, из которых

$$n_1 = n_0 \cdot i_1 = n_{\min};$$

$$n_2 = n_0 \cdot i_2;$$

.....

$$n_p = n_0 \cdot i_p = n_{\max}.$$

Тогда диапазон регулирования R_p групповой передачи составит

$$R_p = \frac{n_{\max}}{n_1} = \frac{n_p}{n_1}$$

или

$$R_p = \frac{i_p}{i_1}. \quad (3.33)$$

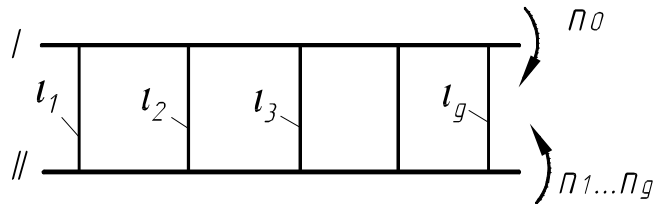


Рис. 3.5. Структура групповой передачи

Таким образом, диапазон регулирования групповой передачи равен отношению предельных значений передаточных отношений ее передач.

С другой стороны, из уравнения настройки групповых передач (3.27) следует, что

$$\frac{i_p}{i_1} = \varphi^{(p-1)x}. \quad (3.34)$$

На основании (3.33) и (3.34)

$$R_p = \varphi^{(p-1)}. \quad (3.35)$$

Зависимость (3.35) устанавливает связь между диапазоном регулирования групповой передачи и ее основными параметрами. Исходя из свойств рассматриваемой множительной структуры привода диапазон его регулирования R_n равен произведению диапазонов регулирования отдельных групп, т.е.

$$R_n = R_{p_1} \cdot R_{p_2} \cdot \dots \cdot R_{p_m} \quad (3.36)$$

или

$$R_n = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}, \quad (3.37)$$

где i_{\max} (i_{\min}) – максимальное (минимальное) передаточное отношение всего привода.

Предельные значения передаточных отношений групповых передач установлены практикой станкостроения. Они зависят от назначения привода (главного движения или подачи) и конструкции зубчатых колес (прямозубые или косозубые).

Для привода главного движения с прямозубыми колесами $0,25 \leq i \leq 2$, т.е. $[i_{\max}] = 2$, $[i_{\min}] = 0,25$. Следовательно, допускаемый диапазон регулирования группы $[R_p] = \frac{[i_{\max}]}{[i_{\min}]} = 8$.

Для передач с косозубыми колесами $0,25 \leq i \leq 2,5$, тогда $[i_{\max}] = 2,5$; $[i_{\min}] = 0,25$; $[R_p] = 10$.

В коробках передач обычно применяются только прямозубые колеса, для которых $0,2 \leq i \leq 2,8$. Следовательно, $[i_{\max}] = 2,8$; $[i_{\min}] = 0,2$; $[R_p] = 14$.

Фактический диапазон регулирования групповой передачи должен быть меньше допустимого, поэтому вариант структуры привода осуществим, если выполняется условие

$$R_p = \varphi^{(p-1)x} \leq [R_p]. \quad (3.38)$$

Проверка осуществимости варианта структуры привода проводится по условию (3.38) для последней в порядке переключения группы, так как ее характеристика имеет максимальное значение.

Пример. Рассмотрим для конструктивного варианта коробки $z = 3 \cdot 2 \cdot 2$ осуществимость двух из возможных вариантов переключения при условии, что $\varphi = 1,41$ и $[R_p] = 8$.

$$1. \quad z = 3(1) \cdot 2(3) \cdot 2(6)$$

$$2. \quad z = 3(4) \cdot 2(1) \cdot 2(2).$$

Для первого варианта: $R_p = \varphi^{(p-1)x^3} = 1,41^{(2-1)6} = 1,41^6 = 8$. Следовательно, первый вариант осуществим.

Для второго варианта: $R_p = \varphi^{(p-1)x^3} = 1,41^{(3-1)4} = 1,41^8 = 16$. Этот вариант неосуществим, так как $R_p > [R_p]$. Приведенный пример показывает необходимость проверки осуществимости всех рассматриваемых вариантов структуры привода.

3.3.8. Графическое представление порядка переключения групповых передач

Последовательность переключения групповых передач в проектируемом приводе для получения всех значений ряда частот вращения наглядно можно представить в виде графика переключения. Рассмотрим его построение для коробки (см. рис. 3.3, б) с формулой структуры привода

$$z = 2(1) \cdot 3(2) \cdot 2(6), \text{ при условии, что } i_1 < i_2; \quad i_3 < i_4 < i_5; \quad i_6 < i_7.$$

При частоте n_0 ведущего вала I ведомый вал IV имеет 12 различных частот вращения в диапазоне от n_1 до n_{12} .

В соответствии с приведенной формулой структуры привода порядок расположения групповых передач совпадает с порядком их переключения,

поэтому искомые значения частот вращения ведомого вала определяются следующими уравнениями кинематических цепей:

$$n_1 = n_0 \cdot i_1 \cdot i_3 \cdot i_6$$

$$n_7 = n_0 \cdot i_1 \cdot i_3 \cdot i_7$$

$$n_2 = n_0 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_6$$

$$n_8 = n_0 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_7$$

$$n_3 = n_0 \cdot i_1 \cdot i_4 \cdot i_6$$

$$n_9 = n_0 \cdot i_1 \cdot i_4 \cdot i_7$$

$$n_4 = n_0 \cdot i_2 \cdot i_4 \cdot i_6$$

$$n_{10} = n_0 \cdot i_2 \cdot i_4 \cdot i_7$$

$$n_5 = n_0 \cdot i_1 \cdot i_5 \cdot i_6$$

$$n_{11} = n_0 \cdot i_1 \cdot i_5 \cdot i_7$$

$$n_6 = n_0 \cdot i_2 \cdot i_5 \cdot i_6$$

$$n_{12} = n_0 \cdot i_2 \cdot i_5 \cdot i_7.$$

Последовательность включения передач $i_1 - i_7$, соответствующая этим уравнениям, приведена на рис. 3.6, который представляет собой график переключения групповых передач.

График показывает, что для получения соседних значений частоты вращения ведомого вала необходимо каждый раз переключать первую в порядке переключения группу передач p_1 , которая является основной p_0 в порядке переключения. Вторая в порядке расположения группа p_2 является первой переборной p_I . Она переключается после каждых двух переключений основной группы и создает передаточные отношения i_3, i_4 и i_5 . Последняя в порядке расположения и переключения группа передач (вторая переборная p_{II}) переключается с i_6 на i_7 , только когда использованы все возможности первых двух групп.

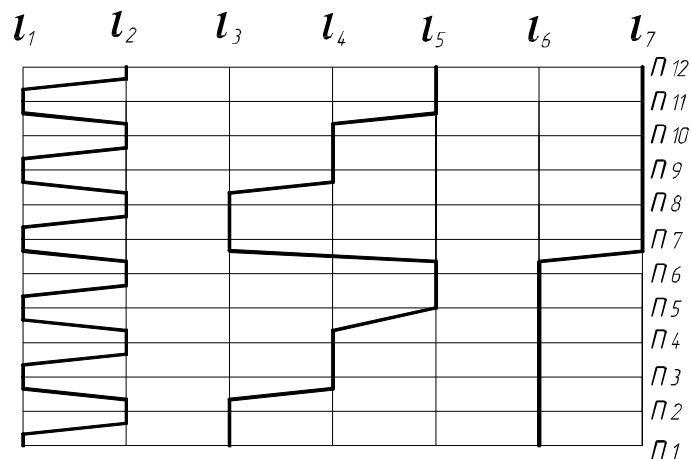


Рис. 3.6. График переключения групповых передач

График переключения упрощает проектирование механизма переключения скоростей. Особенно он удобен, если переключение осуществляется от цилиндрического барабана (кулачка), на котором выполнены канавки для перемещения с помощью вилок блоков зубчатых колес. Закон перемещения блоков определяется графиком переключения передач, который поэтому является основой для построения развертки цилиндрического барабана механизма переключения скоростей.

3.4. Определение передаточных отношений передач

Для определения передаточных отношений групповых и одиночных передач проектируемого привода применяются графоаналитический и аналитический методы, первый из которых является более наглядным.

3.4.1. Графоаналитический метод определения передаточных отношений

Данный метод основан на условном графическом изображении валов и передач привода и определении по нему значений передаточных отношений. Для графического изображения геометрического ряда удобно применять логарифмическую шкалу.

Пусть имеем геометрический ряд частот вращения со знаменателем φ : $n_1, n_2, n_3 \dots n_i, \dots n_z$. Из свойств геометрического ряда следует, что $n_2 = n_1\varphi$; $n_3 = n_2\varphi$; $\dots n_i = n_{i-1}\varphi$; $\dots n_z = n_{z-1}\varphi$. Логарифмируя данные выражения, имеем:

$$\lg n_2 = \lg n_1 + \lg \varphi; \quad \lg n_3 = \lg n_2 + \lg \varphi;$$

$$\lg n_i = \lg n_{i-1} + \lg \varphi; \quad \lg n_z = \lg n_{z-1} + \lg \varphi.$$

Полученные равенства показывают, что логарифмы любых соседних значений частот вращения геометрического ряда отличаются на постоянную величину, равную $\lg \varphi$. Следовательно, в логарифмическом масштабе шкала геометрического ряда равномерная (рис. 3.7).

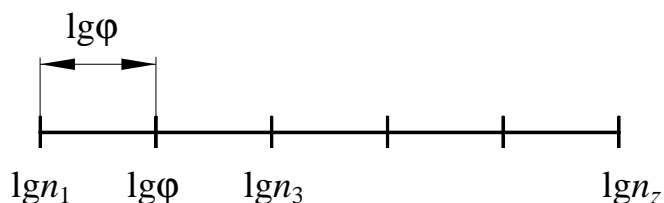


Рис. 3.7. Логарифмическая шкала геометрического ряда

Графоаналитический метод определения передаточных отношений включает 3 этапа:

- построение структурной сетки;
- построение графика частот вращения;
- определение по графику передаточных отношений всех передач.

Структурные сетки и их построение. Структурная сетка представляет собой графическое изображение кинематических связей в групповых передачах и строится на основе структурной формулы. Валы групповых передач (одиночные передачи на сетке не показываются) изображаются параллельными линиями (обычно вертикальными), а передачи – отрезками между ними.

Структурная сетка строится в следующей последовательности:

– провести $m + 1$ вертикальных линий, изображающих валы в групповых передачах, и z горизонтальных линий с интервалом между ними, пропорциональным $\lg\phi$;

– из начальной точки 0, расположенной в середине крайней слева вертикальной линии, провести p_1 отрезков ко второй линии (p_1 – число передач в первой группе), обеспечивая расстояние между концами соседних отрезков x_1 интервалов $\lg\phi$, где x_1 – характеристика этой группы;

– из каждой полученной на второй вертикальной линии точки аналогично провести отрезки к третьей вертикальной линии в соответствии с числом передач (p_2) и характеристикой (x_2) второй группы передач и т.д.

Любой из отрезков на структурной сетке условно изображает соответствующую передачу привода. Отрезки проводят так, чтобы структурная сетка была симметрична относительно горизонтальной линии, проходящей через начальную точку 0. В каждой группе передач параллельные отрезки изображают одну и ту же передачу.

На структурной сетке следует обозначать валы (*I*, *II* и т.д.), передаточные отношения (i_1, i_2 и т. д.) всех передач, указать частоты вращения первого (n_0) и последнего валов ($n_1 \dots n_z$) групповых передач.

Рассмотрим построение структурной сетки, соответствующей формуле структуры привода $z = 3(2) 2(1) 2(6)$. Его кинематическая схема представлена на рис. 3.2. Привод содержит три групповые передачи ($m = 3$), первая из которых расположена между *I* и *II* валами и содержит три передачи

($p_1 = 3$) с передаточными отношениями: $i_1 = \frac{z_1}{z'_1}$; $i_2 = \frac{z_2}{z'_2}$; $i_3 = \frac{z_3}{z'_3}$. Эта

группа является первой основной в порядке переключения ($p_1 = p_0$), ее характеристика $x_1 = 1$.

Вторая в порядке расположения группа передач является первой переборной в порядке переключения ($p_2 = p_1$), так как ее характеристика $x_2 = 3$. Она имеет две передачи ($p_2 = 2$) между валами *II* и *III* с передаточными от-

ношениями $i_4 = \frac{z_4}{z'_4}$ и $i_5 = \frac{z_5}{z'_5}$.

Последняя групповая передача, расположенная между валами *III* и *IV*, имеет две передачи ($p_3 = 2$) с передаточными отношениями $i_6 = \frac{z_6}{z'_6}$ и

$i_7 = \frac{z_7}{z'_7}$. В порядке переключения она является второй переборной ($p_3 = p_{II}$)

и имеет характеристику $x_3 = 6$.

На структурной сетке (рис. 3.8, *a*) валы *I*, *II*, *III* и *IV* изображаем соответствующими вертикальными линиями. Далее проводим 12 горизонтальных линий с одинаковым интервалом между ними, пропорциональным $\lg\phi$. На линии *IV* отмечаем геометрический ряд частот вращения $n_1, n_2 \dots n_{12}$, а в середине линии *I* (начальной точке 0) частоту вращения n_0 первого (ведущего) вала групповых передач. Принимаем, что $i_1 < i_2 < i_3, i_4 < i_5$ и $i_6 < i_7$.

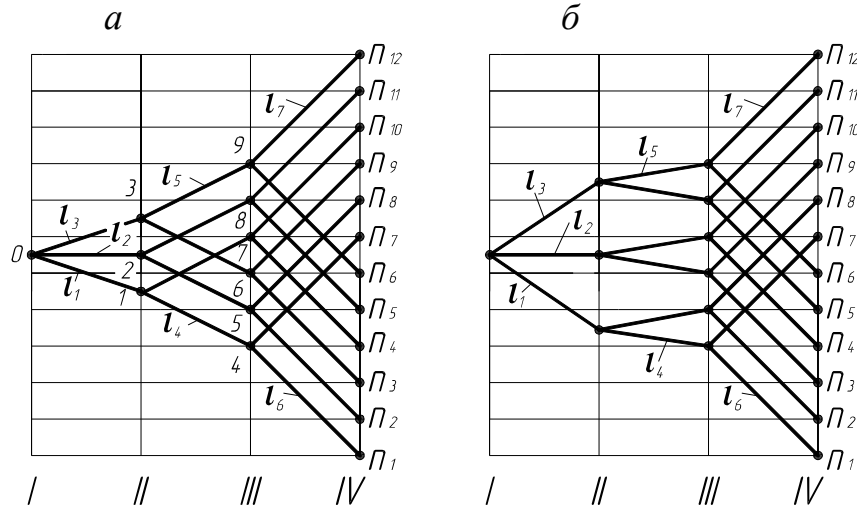


Рис. 3.8. Структурные сетки привода: $a - z = 3(1)2(3)2(6)$;
 $b - z = 3(2)2(1)2(6)$

В соответствии с изложенной выше методикой из точки 0 к вертикальной линии *II* проводим три отрезка 01, 02 и 03, которые изображают передачи соответственно i_1, i_2 и i_3 . Для обеспечения симметричности структурной сетки отрезок 02 расположен горизонтально, а отрезки 01 и 03 – симметрично относительно отрезка 02. Расстояния между концами соседних отрезков равны между собой и составляют один интервал $\lg\phi$, так как характеристика в первой группе $x_1 = 1$.

Для изображения передач i_2 и i_3 второй группы передач из каждой точки 1, 2 и 3 проводим, обеспечивая симметричность построения, по два отрезка к вертикальной линии *III*, расстояние между концами которых составляет x_2 интервалов $\lg\phi$, где $x_2 = 3$ – характеристика второй групповой передачи. В результате на линии *III* получаем 6 точек (4 – 9) в соответствии с количеством частот вращения вала *III*. Параллельные отрезки 1-4, 2-5, 3-6 изображают передачу i_4 , а отрезки 1-7, 2-8 и 3-9 – передачу i_5 . Из каждой из этих точек аналогично проводятся отрезки, изображающие передачи i_6 и i_7 третьей группы передач с учетом, что $p_3 = 2$ и $x_3 = 6$. В результате на линии *IV* получаем 12 точек, которым соответствуют частоты (с n_1 по n_{12}) вращения ведомого вала *IV*.

Аналогично на рис. 3.8, б построена структурная сетка для привода, отличающаяся от рассмотренного вариантом переключения групповых передач: $z = 3(3)2(1)2(6)$.

Структурная сетка содержит следующие данные о приводе:

- количество групповых передач в приводе и число передач в каждой группе;
- порядок переключения и характеристики групповых передач;
- число ступеней скорости на каждом валу;
- диапазон регулирования групповых передач по зависимости (3.35);
- диапазон регулирования всего привода по формуле (3.36);
- устанавливает связь между передаточными отношениями в групповых передачах в соответствии с уравнениями их настройки.

Структурная сетка не позволяет определить конкретные значения передаточных отношений передач. Для этого служит график частот вращения.

График частот вращения. График частот вращения, как и структурная сетка, представляет условное графическое изображение передач в приводе. Отличие заключается в следующем:

- на графике частот вращения изображаются все передачи привода (групповые и одиночные);
- график частот вращения строится для конкретных значений знаменателя геометрического ряда, частоты вращения ведущего вала и ряда частот вращения ведомого вала привода;
- частоты вращения ведущего и промежуточных валов на графике изображаются в масштабе по отношению к частоте вращения шпинделя;
- наклон отрезков, изображающих передачи на графике, определяет их значение.

Определение передаточных отношений передач по графику частот вращения. Принято, что передаточное отношение передачи, равное 1, изображается на графике частот вращения горизонтальным отрезком. Понижающие передачи изображаются отрезками, отклоняющимися от горизонтали вниз (рис. 3.9, а). Значения понижающих передач (см. рис. 3.9, а):

$$i'_{2} = \frac{n_{i-1}}{n_i} = \frac{n_{i-1}}{n_{i-1}\Phi} = \frac{1}{\Phi}; \quad i'_{3} = \frac{n_{i-2}}{n_i} = \frac{n_{i-2}}{n_{i-2}\Phi^2} = \frac{1}{\Phi^2} \text{ и т. д.}$$

В общем случае передаточное отношение понижающей передачи

$$i' = \frac{1}{\Phi^{y_1}}, \quad (3.39)$$

где y_1 – количество интервалов $\lg \Phi$, перекрываемых отрезком от горизонтали вниз.

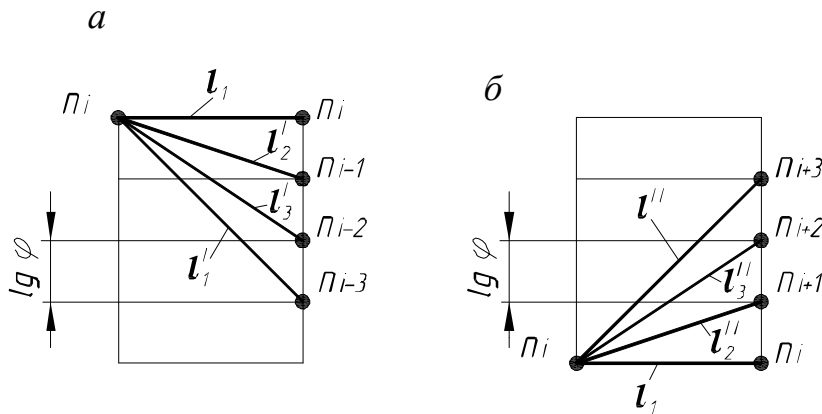


Рис. 3.9. Изображение понижающих (а) и повышающих (б) передач на графике частот вращения

Для повышающих передач (рис. 3.9, б) $i_2'' = \frac{n_{i+1}}{n_i} = \varphi$; $i_3'' = \frac{n_{i+2}}{n_i} = \varphi^2$

или в общем виде

$$i'' = \varphi^{y_2}, \quad (3.40)$$

где y_2 – число интервалов, перекрываемых от горизонтали вверх.

Для любой групповой передачи $y_1 + y_2 = x$, где x – ее характеристика. Как отмечалось выше (см. п. 3.3.7), понижающие и повышающие передачи имеют предельные значения передаточных отношений, поэтому величины y_1 и y_2 также имеют предельные значения $[y_1]$ и $[y_2]$ соответственно, которые определяются на основании зависимостей (3.39) и (3.40) и допускаемых значений $[i_{\min}]$ и $[i_{\max}]$.

Определение $[y_1]$.

Так как $i' = \frac{1}{\varphi^{y_1}} \geq [i_{\min}]$, то $\frac{1}{\varphi^{y_1}} = [i_{\min}] = \frac{1}{\varphi^a}$. Следовательно, $y_1 = a$.

Определение $[y_2]$.

Из выражения $i'' = \varphi^{y_2} < [i_{\max}]$ следует, что $\varphi^{[y_2]} = [i_{\max}] = \varphi^b$, поэтому $[y_2] = b$.

Пример 1. Дано: $\varphi = 1,26$; $[i_{\min}] = 0,25$; $[i_{\max}] = 2$. Так как при $\varphi = 1,26$ $0,25 = \frac{1}{1,26^6}$, $2 = 1,26^3$, то $a = 6$, $b = 3$. Следовательно, $[y_1] = 6$; $[y_2] = 3$.

Пример 2. Дано: $\varphi = 1,41$; $[i_{\min}] = 0,25$; $[i_{\max}] = 2$; При $\varphi = 1,41$ $0,25 = \frac{1}{1,41^4}$, $2 = 1,41^2$, поэтому $y_1 = a = 4$; $y_2 = b = 2$.

Передачи с указанными передаточными отношениями изображены на рис. 3.10, из которого следует, что каждому значению φ соответствует различное графическое изображение передачи с одним и тем же переда-

точным отношением, что необходимо учитывать при построении графика частот вращения.

Определение количества одиночных передач в приводе. Поскольку на графике частот вращения изображаются все передачи, то необходимо

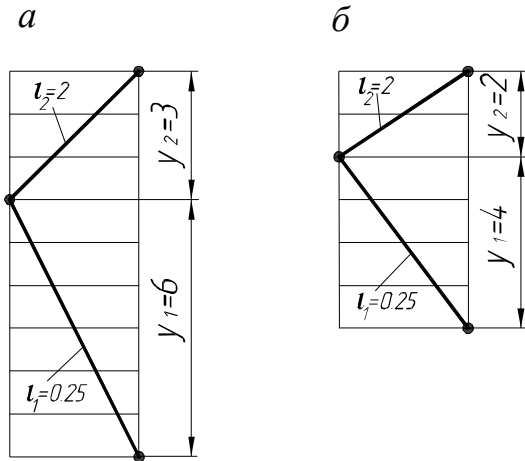


Рис. 3.10. Изображение передач с предельными передаточными отношениями:

$$a - \varphi = 1,26; \quad b - \varphi = 1,41$$

знать количество и расположение одиночных передач. Для определения их количества следует разложить общее передаточное отношение одиночных передач на множители с учетом допускаемых значений передаточных отношений и используемых в приводах типов передач (зубчатые, ременные). Тип одиночных передач принимается с учетом компоновки проектируемого привода и кинематики приводов аналогичных станков.

Для определения значения общего передаточного отношения одиночных передач необходимо задать

$$i_{\min} \geq [i_{\min}]; \quad i_{\min_1} > i_{\min_2} > \dots > i_{\min_m}, \quad (3.41)$$

где $i_{\min_1}, i_{\min_2}, \dots, i_{\min_m}$ – минимальные передаточные отношения передач соответственно первой, второй, ... последней групп передач.

Затем составляется уравнение кинематической цепи привода, создающей минимальную частоту n_1 ведомого вала,

$$n_1 = n_{вщ} i_0 i_{p_{\min}}, \quad (3.42)$$

где $n_{вщ}$ – частота вращения ведущего вала;

i_0 – передаточное отношение всех одиночных передач;

$i_{p_{\min}}$ – минимальное передаточное отношение всех групповых передач.

При этом

$$i_0 = \prod_{j=1}^k i_{0j}, \quad (3.43)$$

где i_{0j} – передаточное отношение j -той одиночной передачи;

k – число одиночных передач;

$$i_{p_{\min}} = i_{\min_1} \cdot i_{\min_2} \cdot \dots \cdot i_{\min_p}.$$

Из уравнения (3.42)

$$i_0 = \frac{n_1}{n_{\text{вц}} i_{p\text{min}}}; \quad (3.44)$$

или

$$i_0 = \frac{i_{\text{min}}}{i_{p\text{min}}}, \quad (3.45)$$

где $i_{\text{min}} = n_1 / n_{\text{вц}}$ – минимальное передаточное отношение привода.

Представив

$$i_0 = i_{0_1} i_{0_2} \dots i_{0_k}, \quad (3.46)$$

определяют количество k одиночных передач в приводе.

Таким образом, для определения количества одиночных передач в приводе необходимо:

- задаться значениями минимальных передаточных отношений во всех групповых передачах, соблюдая условие (3.41);
- определить по (3.43) общее передаточное отношение i_0 одиночных передач;
- представить значение i_0 в виде (3.46) с учетом типа первой и последней передачи и определить минимальное количество одиночных передач в приводе.

Фактическое значение и тип одиночных передач уточняется при разработке кинематической схемы станка с учетом его компоновки, при этом передаточное отношение дополнительных одиночных передач, обусловленных компоновкой станка, обычно принимается равным единице.

Для уменьшения веса привода одиночные понижающие передачи с малыми значениями передаточного отношения следует располагать в конце кинематической цепи.

Построение графика частот вращения. Для построения графика частот вращения должны быть известны следующие исходные данные:

- значения геометрического ряда частот вращения ведомого вала и знаменатель этого ряда;
- частота вращения ведущего вала привода;
- допустимые значения передаточных отношений понижающих и повышающих передач;
- порядок расположения и порядок переключения групповых передач (определяются структурной сеткой);
- количество и расположение одиночных передач в приводе (определяется по изложенной выше методике);
- количество валов в приводе.

С учетом изложенного график частот вращения строится в следующей последовательности:

- изобразить в виде вертикальных линий все валы привода;

– на последней вертикальной линии указать в логарифмическом масштабе значения частот вращения вала (шпинделя) от n_1 до n_z и через полученные точки провести горизонтальные линии до пересечения с первой вертикальной линией;

– на первой вертикальной линии обозначить точку, соответствующую частоте вращения $n_{вщ}$ ведущего вала привода, например, электродвигателя;

– построить нижнюю ветвь графика частот вращения между точками $n_{вщ}$ и n_1 в соответствии с принятыми значениями передаточных отношений всех расположенных в ней передач;

– совмещая нижние ветви структурной сетки и графика частот вращения, изобразить на нем все остальные передачи привода, сохраняя между концами соответствующих отрезков такое же расстояние, как и на сетке.

По построенному таким образом графику частот вращения определяются неизвестные передаточные отношения передач привода, а также уточняются передаточные отношения одиночных передач.

По сравнению со структурной сеткой график частот вращения дает следующие дополнительные сведения:

- количество и расположение одиночных передач;
- передаточные отношения всех передач в приводе;
- значения частот вращения всех валов привода при возможных переключениях передач.

Пример. Построить график частот привода главного движения по следующим данным:

- знаменатель геометрического ряда частот вращения шпинделя $\varphi = 1,41$;
- минимальное значение частоты вращения шпинделя $n_1 = 31,5 \text{ мин}^{-1}$;
- число ступеней скорости $z = 12$;
- частота вращения электродвигателя $n_э = 1440 \text{ мин}^{-1}$;
- допустимые значения передаточных отношений передач: понижающих $[i_{\min}] = 1/4$, повышающих $[i_{\max}] = 2$;
- формула структуры привода $z = 3(1)2(3)2(6)$, структурная сетка изображена на рис. 3.8, а;
- тип первой передачи (между электродвигателем и первым валом шестеренчатой коробки) – ременная, тип последней передачи (на шпиндель) – зубчатая.

Определяем количество одиночных передач и валов в приводе, для чего:

- находим общее передаточное отношение кинематической цепи для минимальной частоты вращения шпинделя:

$$i_{\min} = \frac{n_1}{n_9} = \frac{31,5}{1440} = \frac{1}{45,71} = \frac{1}{1,41^{11,12}};$$

– задаемся минимальными значениями групповых передач с учетом условия (3.41):

$$i_{\min_1} = \frac{1}{1,41^2}; \quad i_{\min_2} = \frac{1}{1,41^3}; \quad i_{\min_3} = \frac{1}{1,41^4};$$

– определяем по (3.44) общее передаточное отношение одиночных передач

$$i_0 = \frac{1}{1,41^{11,12}} : \frac{1}{1,41^9} = \frac{1}{1,41^{2,12}};$$

– представляем с учетом типов первой и последней передачи

$$i_0 = i_{0_1} \cdot i_{0_2} = \frac{1}{1,41^{0,12}} \frac{1}{1,41^2}.$$

Следовательно, привод содержит две одиночные передачи, первая из которых ременная с передаточным отношением $i_0 = 1,41^{0,12}$, вторая – зубчатая (передача на шпиндель) с передаточным отношением $i_{0_2} = \frac{1}{1,41^2} = 0,5$.

Таким образом, привод содержит 6 валов, первый из которых – вал электродвигателя, последний – шпиндель (рис. 3.11, а).

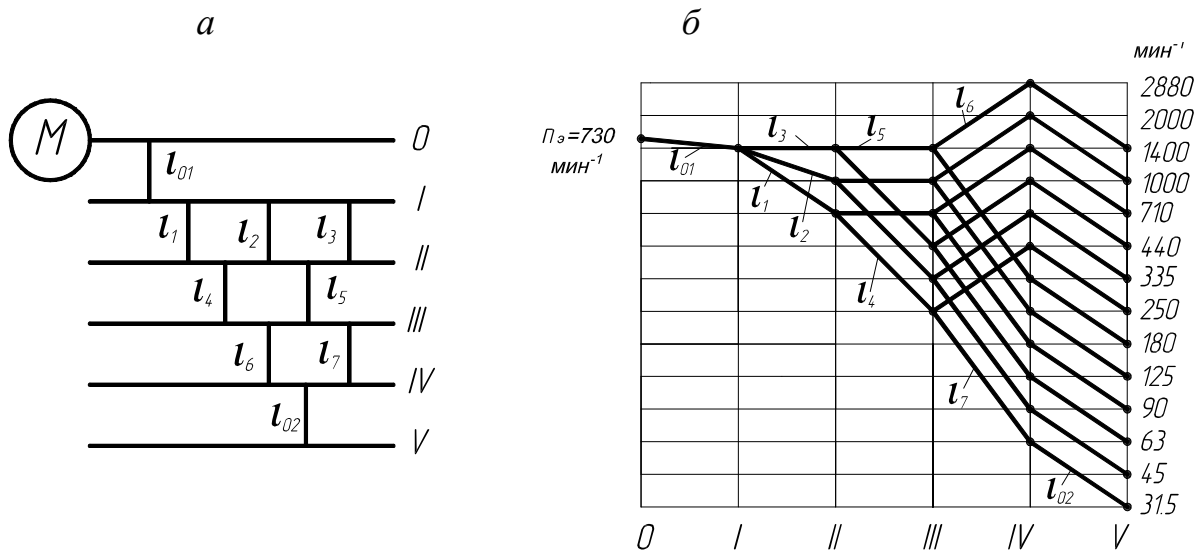


Рис. 3.11. Порядок расположения (а) групповых передач и график частот вращения (б) коробки скоростей

С учетом этих данных по изложенной выше методике строим график частот вращения (рис. 3.11, б):

– проводим 6 вертикальных линий (по числу валов в приводе);

– на последней линии откладываем в логарифмическом масштабе 12 значений заданного ряда частот вращения шпинделя от $n_1 = 31,5 \text{ мин}^{-1}$ до $n_{12} = 1400 \text{ мин}^{-1}$;

– через полученные точки проводим горизонтальные линии до пересечения с первой вертикальной линией;

– на линии O откладываем точку, соответствующую частоте вращения электродвигателя $n_3 = 1440 \text{ мин}^{-1}$;

– строим нижнюю ветвь графика частот вращения, для чего соединяем ломаной линией точки n_3 и n_1 в соответствии с принятыми значениями передаточных отношений

$$i_{01} = \frac{1}{1,41^{0,12}}; i_{\min 1} = \frac{1}{1,41^2}; i_{\min 2} = \frac{1}{1,41^3};$$

$$i_{\min 3} = \frac{1}{1,41^4}; i_{02} = \frac{1}{1,41^2};$$

– накладываем на нижнюю ветвь графика частот вращения структурную сетку (см. рис. 3.8, а) и проводим на графике частот вращения отрезки, изображающие остальные передачи привода, сохраняя между концами отрезков такие же расстояния, как и на структурной сетке;

– определяем по графику частот вращения передаточные отношения остальных передач: $i_2 = \frac{1}{1,41}$; $i_3 = 1$; $i_5 = 1$; $i_6 = 1,41^2$.

По графику частот вращения уточняем значение $i_{02} = \frac{1400}{1440} = \frac{35}{36}$.

3.4.2. Аналитический метод определения передаточных отношений

Исходными данными для расчета являются: геометрический ряд частот вращения со знаменателем φ , числом ступеней z , их минимальным n_1 и максимальным n_z значениями, частота вращения электродвигателя n_3 , порядок расположения одиночных и групповых передач вдоль кинематической цепи от электродвигателя до шпинделя, порядок переключения групповых передач. Требуется определить передаточные отношения одиночных и групповых передач привода.

Расчет передаточных отношений производится в следующей последовательности:

1. Составляется формула структуры привода.

2. Для каждой группы передач составляется уравнение настройки и определяется относительная связь между передаточными отношениями групповых передач, обеспечивающая получение геометрического ряда частот вращения:

а) для основной группы:

$$i_1 : i_2 : i_3 : \dots : i_{P_0} = 1 : \varphi : \varphi^2 : \dots : \varphi^{P_0-1}; \quad (3.47)$$

б) для первой переборной группы:

$$i_1 : i_2 : i_3 : \dots : i_{P_1} = 1 : \varphi^{P_0} : \varphi^{2P_0} : \dots : \varphi^{(P_1-1)P_0}; \quad (3.48)$$

в) для второй переборной группы:

$$i_1 : i_2 : i_3 : \dots : i_{P_{II}} = 1 : \varphi^{P_0 P_1} : \varphi^{2P_0 P_1} : \dots : \varphi^{(P_{II}-1)P_0 P_1} \quad (3.49)$$

и т. д.

3. Определяется i_{\min} – наименьшее передаточное отношение всего привода, которое выражается в виде степени знаменателя φ ряда частот вращения:

$$i_{\min} = \frac{n_1}{n_9} = \frac{1}{\varphi^q}. \quad (3.50)$$

4. Назначаются передаточные отношения одиночных передач и минимальные передаточные отношения групповых передач так, чтобы произведение этих минимальных передаточных отношений было равно минимальному передаточному отношению всего привода. При выборе значений передаточных отношений необходимо учитывать их предельные значения (см. п. 3.3.7), а также рекомендации по проектированию кинематических схем приводов со ступенчатым регулированием скорости.

Задаваемые передаточные отношения выражаются в виде степени знаменателя φ : $i_j = \varphi^{\pm q_j}$, при этом алгебраическая сумма всех показателей q_j должна быть равна q . Знак «плюс» при показателе q_j – для повышающих, а знак «минус» для понижающих передач.

5. По найденным значениям минимальных передаточных отношений i_{\min} при помощи уравнений настройки для каждой группы определяются передаточные отношения остальных передач:

а) для основной группы:

$$i_2 = i_{\min} \varphi; \quad i_3 = i_{\min} \varphi^2; \quad (3.51)$$

б) для первой переборной группы:

$$i_2 = i_{\min} \varphi^{x_I}; \quad i_3 = i_{\min} \varphi^{2x_I}; \quad (3.52)$$

в) для второй переборной группы:

$$i_2 = i_{\min} \varphi^{x_{II}}; \quad i_3 = i_{\min} \varphi^{2x_{II}} \quad (3.53)$$

и т. д.

3.5. Общие рекомендации по выбору варианта кинематической структуры привода

Как показано выше, число y возможных вариантов структуры привода составляет $y = \frac{(m!)^2}{q!}$, из которых требуется выбрать оптимальный. Опыт проектирования станков позволяет установить общие рекоменда-

ции, направленные на уменьшение веса приводов и их габаритов, шума, потерь мощности, повышение точности. Основные из них следующие.

1. Частота вращения валов должна уменьшаться постепенно вдоль кинематической цепи, а наибольшее падение частоты вращения должно обеспечиваться последней передачей. Соблюдение данного условия позволяет уменьшить вес и габариты привода. Для доказательства рассмотрим комплексный график частот вращения, крутящих моментов и передаваемой мощности (рис. 3.12).

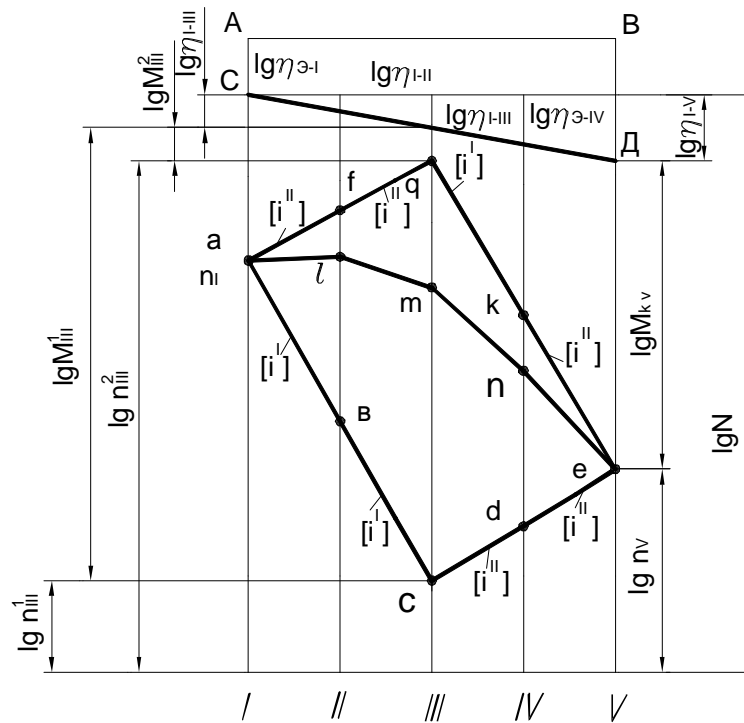


Рис. 3.12. Совмещенный график мощности, крутящих моментов и частот вращения

Указанные параметры связаны между собой известной зависимостью

$$M_i = C \frac{N}{n_i} \eta_{I-i}, \quad (3.54)$$

где M_i – крутящий момент на i -том валу коробки;

N – мощность на I (ведущем) валу коробки;

n_i – частота вращения i -того вала коробки;

η_{I-i} – КПД кинематической цепи между I -м i -тым валами;

C – числовой коэффициент.

Из выражения (3.54) следует равенство

$$\lg M_i + \lg n_i = \lg CN + \lg \eta_{I-i}. \quad (5.55)$$

Графически связь между параметрами M_i , n_i , N и η в пятиваловой коробке показана на рис. 3.12 для трех вариантов кинематической цепи

между ведущим I и ведомым V валами, имеющей минимальное передаточное отношение:

1-й вариант – $a - b - c - d - e$ содержит между валами I и III две понижающие передачи с предельными передаточными отношениями, равными $[i']$, а между валами III и V – две повышающие передачи с предельными передаточными отношениями, равными $[i'']$;

2-й вариант – $a - f - g - k - e$, наоборот, содержит в начале цепи две повышающие, а в конце – две понижающие передачи с теми же передаточными отношениями;

3-й вариант – $a - l - m - n - e$ содержит передачи, передаточные отношения которых плавно уменьшаются вдоль кинематической цепи с максимальным его падением в последней передаче.

Первый вариант характеризуется максимальными значениями крутящего момента в начале кинематической цепи (на среднем валу III крутящий момент даже больше, чем на ведомом валу V). Так как размеры и масса валов, зубчатых колес и других элементов привода возрастают с увеличением крутящего момента, то при таком варианте коробка будет иметь максимальные габариты и вес.

Минимальные значения этих параметров обеспечивает второй вариант. Однако он неосуществим, так как при построении графика частот вращения некоторые передачи, расположенные выше нижней ветви графика, изображающей кинематическую цепь с минимальным передаточным отношением, выйдут за пределы линии СД, определяющей максимальную передаваемую мощность. Поэтому предпочтительным является третий вариант рассматриваемой кинематической цепи, допускающий применение групповых передач в приводе, а также оптимизацию его габаритных размеров и массы за счет минимизации значений крутящих моментов на промежуточных валах привода.

2. При выборе варианта порядка расположения групповых передач с разным модулем для уменьшения веса привода рекомендуется принимать такую его структуру, когда число передач в группах уменьшается вдоль кинематической цепи, т. е. $p_1 > p_2 > \dots > p_m$. При таком конструктивном варианте структуры привод с заданным общим числом передач будет иметь меньше передач с большим весом, так как расчетные крутящие моменты возрастают вдоль кинематической цепи. По этой причине понижающие одиночные передачи следует располагать у шпинделя, что особенно эффективно для тяжелых станков.

3. При выборе варианта порядка переключения для сокращения диапазона частот вращения первых быстроходных валов желательно, чтобы характеристики групповых передач возрастали вдоль кинематической цепи, т.е. $x_1 < x_2 < \dots < x_m$. В этом случае при тех же минимальных частотах вращения промежуточных валов будут меньше их максимальные частоты, что позволя-

ет снизить требования к точности деталей, их уравновешенности, а также стоимость изготовления. При этом улучшаются динамические характеристики привода, повышается долговечность подшипников и зубчатых колес, снижаются уровень вибраций и шума, потери на трение.

4. В последней переборной группе число передач должно быть меньше, чем в других группах. Это обусловлено требованием осуществимости варианта по диапазону регулирования групповой передачи, так как чем меньше число p в уравнении (3.35), тем меньше диапазон ее регулирования.

5. Рекомендуется принимать вариант с минимальным общим числом передач во всех группах. Общее число передач в группах

$$S_p = p_1 + p_2 + \dots + p_m, \quad (3.56)$$

для заданного числа ступеней скорости $z = p_1 p_2 \dots p_m$ минимально, если

$$p_1 = p_2 = \dots = p_m = \sqrt[m]{z} = p_0. \quad (3.57)$$

Если число групп передач m заранее не задано, то наименьшее число передач получается при $p = 2$ или $p = 3$ [22]. Поэтому число передач в группе рекомендуется принимать равным 2 или 3. Допускается также $p = 4$, поскольку $4 = 2 \times 2$.

Такое количество передач в группах обычно и применяется в коробках с подвижными блоками зубчатых колес. Данная рекомендация не распространяется на органы настройки со сменными зубчатыми колесами.

6. Предпочтительны варианты с минимальным числом групп передач. Минимальное число групп передач в приводе для получения заданного диапазона регулирования $R_n = R_{p_1} R_{p_2} \dots R_{p_m}$ будет в том случае, когда

$$R_{p_1} = R_{p_2} = \dots = R_{p_m} = [R_p] = \frac{[i_{\max}]}{[i_{\min}]}. \quad (3.58)$$

Приводы главного движения современных станков, в частности с ЧПУ, обычно содержат две группы, первая из которых имеет бесступенчатое регулирование (вариатор, регулируемый двигатель), а вторая состоит из двух передач. При достаточном диапазоне регулирования электродвигателя привод может иметь одну группу, например, в виде мотор-шпинделя.

В специальных станках, автоматах и полуавтоматах минимальное число групп в приводе главного движения обеспечивается комбинацией группы из 2 – 3 передач и группы со сменными зубчатыми колесами (токарные одношпиндельные автоматы, токарно-револьверные и др. станки) или только гитарой сменных зубчатых колес или сменными шкивами ременной передачи. Таким образом, при выборе числа групп передач следует учитывать не только диапазон регулирования привода, но и требования к универсальности станка, конструкцию аналогичных станков.

7. Для уменьшения радиальных габаритов шестеренчатой коробки следует стремиться к выполнению условия $i_{\min} \cdot i_{\max} = 1$, где i_{\min} (i_{\max}) – минимальное (максимальное) значение передаточного отношения в группе. На графике частот вращения данное кинематическое условие выражается симметричным расположением относительно горизонтали отрезков, изображающих передаточные отношения i_{\min} и i_{\max} . Конструктивным средством уменьшения радиальных габаритов является совмещение осей валов смежных групп передач.

8. Для уменьшения осевых габаритов шестеренчатой коробки рекомендуется:

- располагать одиночные передачи среди групповых, что, однако, увеличивает число валов в коробке;
- применять связанные зубчатые колеса.

Связанное колесо принадлежит одновременно двум группам: в одной оно является ведомым, а в последующей – ведущим. Поэтому при наличии связанных колес уменьшается общее количество колес в коробке, благодаря чему и уменьшается ее длина. При применении связанных колес следует иметь в виду, что одно связанное колесо не вносит никаких кинематических ограничений, два связанных колеса ограничивают общее передаточное отношение содержащих их групп передач, а при трех связанных колесах сложно обеспечить геометрический ряд частот вращения.

9. Для уменьшения потерь на трение, улучшения условий резания и торможения при передаче шпинделю высоких частот вращения в широкоуниверсальных станках рекомендуется использовать короткие кинематические цепи. Такое решение применяется в станках со сложенной структурой (см. п. 3.7.2.), в частности, в универсальных токарно-винторезных станках.

3.6. Особенности проектирования кинематики приводов подач

Исходными данными для проектирования кинематики привода подачи являются: тип привода, например, привод прямолинейной или круговой подачи (указывается в техническом задании), значение знаменателя геометрического ряда подач ϕ_s , которое обычно принимается равным значению знаменателя ϕ геометрического ряда частот вращения шпинделя; предельные значения подачи s_{\max} и s_{\min} , реализуемые проектируемым приводом, тип тягового устройства и шаг тягового вала $S_{т.в}$, ведущий элемент привода (индивидуальный двигатель, вал привода главного движения или иное вращающееся звено). В первом случае, при оснащении привода подачи индивидуальным двигателем, что характерно для фрезерных станков,

подача исполнительного органа зависит от частоты вращения двигателя и измеряется в мм/мин (минутная подача), а во втором – в мм/об (оборотная подача) – токарные, сверлильные, зубофрезерные и др. станки. В зубострогальных и зуборезных станках для обработки конических зубчатых колес подача задается в с/зуб, т.е. показывает, какое время затрачивается на обработку одного зуба. Размерность подачи, создаваемой проектируемым приводом, должна соответствовать принятому ее обозначению в нормативах режимов резания для станков аналогичного типа.

Проектирование кинематики привода подачи производится в той же последовательности, что и привода главного движения (см. п. 3.3.2): определяются диапазон регулирования R_s привода подачи, соответствующее число z_s ступеней скорости и количество групповых передач; задаются порядок расположения и порядок переключения групповых передач и составляется формула структуры привода; определяется количество и тип одиночных передач, передаточные отношения всех передач привода графоаналитическим или аналитическим способами и числа зубьев зубчатых колес.

При определении передаточных отношений передач графо-аналитическим методом, в отличие от проектирования привода главного движения, вместо графика частот вращения строится график чисел подач исполнительного органа станка (рис. 3.13), на котором, кроме всех валов привода, изображается также логарифмическая шкала подач.

Переход от вращательного движения к поступательному перемещению исполнительного органа на графике подач изображается ломаной линией с указанием над ней значения $S_{m.в}$ – шага тягового вала (см. рис. 3.13).

Аналогично, для обеспечения компактности чертежа, допускается изображать передачи с небольшим передаточным отношением.

Для построения совмещенного графика необходимо определить минимальное значение частоты вращения последнего вращающегося звена в цепи подачи (тягового вала) $n_{m.в.min}$ (мин^{-1}), если подача s имеет размерность мм/мин, или число оборотов тягового вала $n_{m.в.min}$ (об), соответствующее минимальной подаче s_{min} , если ее размерность – мм/об ведущего элемента.

В обоих случаях

$$n_{m.в.min} = \frac{s_{min}}{S_{m.в}}, \quad (3.59)$$

где s_{min} – минимальная подача (значение из стандартного ряда, ближайшее к расчетному значению);

$S_{m.в}$ – шаг тягового вала, зависящий от конструкции и параметров тягового устройства.

Для тягового устройства в виде передачи винт-гайка $S_{m.в.} = t$, реечной передачи $S_{m.в.} = \pi m z$, передачи червяк-рейка $S_{m.в.} = \pi m_s k$, кулачкового механизма $S_{m.в.} = h$, где t – шаг ходового винта, m и z – соответственно модуль и число зубьев реечного колеса, m_s и k торцовый модуль и число заходов червяка, h – шаг кулачка.

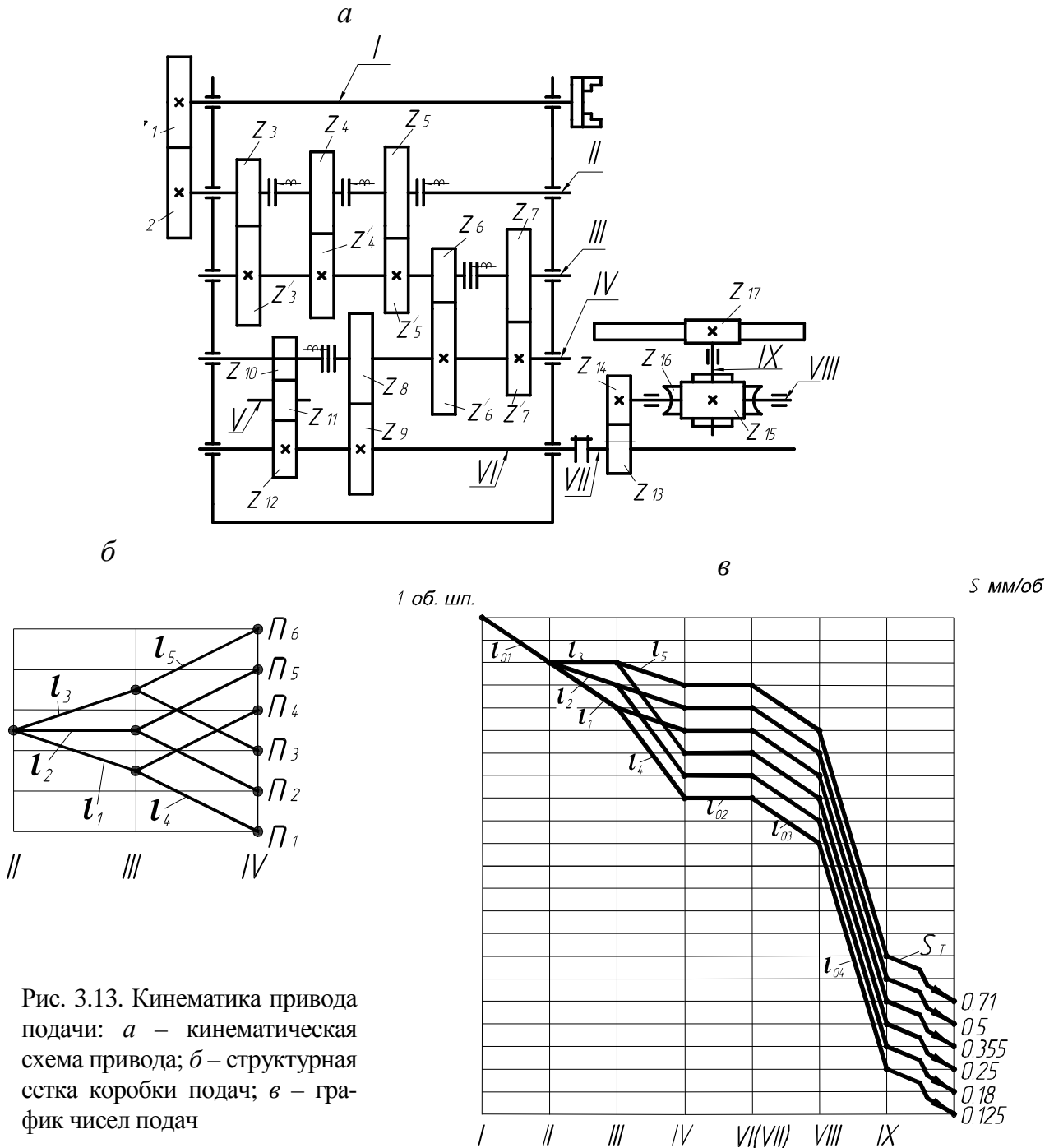


Рис. 3.13. Кинематика привода подачи: а – кинематическая схема привода; б – структурная сетка коробки подач; в – график чисел подач

Тип тягового устройства проектируемого станка может быть выбран в соответствии с аналогичными станками. Например, у фрезерных станков ос-

новным типом тягового устройства является передача винт-гайка. У универсальных токарно-винторезных станков обычно применяются два типа тягового устройства: зубчато-реечная передача – для перемещения продольного суппорта при точении и передача винт-гайка – для его перемещения при нарезании резьбы резцом, а также для перемещения поперечного суппорта. Наиболее распространенным тяговым устройством у станков с ЧПУ является передача винт-гайка качения и т.д. Рекомендации по применению и расчету тяговых устройств приведены в [20, 25].

По расчетному значению $n_{m.в. \min}$ определяют минимальное передаточное отношение i_{\min} кинематической цепи подач:

$$i_{\min} = \frac{n_{m.в. \min}}{n_0}, \quad (3.60)$$

где n_0 – частота вращения двигателя привода подачи или 1 оборот шпинделя. Так как $i_{\min} = i_{p \min} i_0$, то, задавшись минимальным передаточным отношением групповых передач $i_{p \min}$, определяют общее передаточное отношение i_0 всех одиночных передач цепи подачи

$$i_0 = i_{\min} / i_{p \min}, \quad (3.61)$$

исходя из значения которого задаются передаточными отношениями отдельных одиночных передач и определяют их количество, учитывая, что для приводов подач $\frac{1}{5} \leq i \leq 2,8$.

Тип и размещение одиночных передач в цепи подач выбираются с учетом принятой компоновки проектируемого станка [5]. Затем строится нижняя ветвь графика подач и, используя структурную сетку, – весь график, по которому определяются передаточные отношения всех передач.

Если привод подач оснащен двигателем, диапазон регулирования частоты вращения которого не меньше требуемого диапазона регулирования подачи, например, высокомоментным двигателем, то график подач не строится. В этом случае проектирование кинематики привода сводится к определению типа и количества одиночных передач между двигателем и тяговым валом, которое должно быть минимально возможным.

При выполнении условий $n_{\partial \max} S_{m.в.} \geq s_{\max}$ и $n_{\partial \min} S_{m.в.} \leq s_{\min}$ рекомендуется соединять двигатель непосредственно с тяговым устройством. В противном случае рассчитывается передаточное отношение i_0 одиночных передач, по которому определяется их количество.

$$i_0 = \frac{s_{\max}}{S_{m.в.} n_{\partial \max}}, \quad (3.62)$$

Пример. Спроектировать кинематику привода подачи по следующим исходным данным: подача $s = 0,125 - 0,71$ мм/об; $\phi_s = 1,41$; тяговое устройство – зубчато-реечная передача: модуль $m = 3$ мм, число зубьев реечного колеса $z = 14$; ведущее звено привода подачи – шпиндель станка; привод оснащен реверсивным механизмом.

Определяем диапазон регулирования подачи $R_s = s_{\max}/s_{\min} = 0,71/0,125 = 5,68$. Тогда число подач $z_s = \lg R_s / \lg \phi_s + 1 = 6$. Задаемся порядком расположения и порядком переключения групповых передач и составляем формулу структуры привода $z_s = 3(1)2(3)$.

Структурная сетка коробки подач показана на рис. 3.13, б.

В соответствии с (3.59) $n_{m.в. \min} = S_{\min} / \pi m_s z = 0,125 / \pi \cdot 3 \cdot 14 = 9,47 \cdot 10^{-4}$ (об). Тогда, согласно (3.60), минимальное передаточное отношение i_{\min} кинематической цепи подач $i_{\min} = n_{m.в. \min} = 9,47 \cdot 10^{-4} = 1/1056$. Для определения передаточного отношения и количества постоянных передач зададимся значениями минимальных передаточных отношений групповых передач: $i_1 = 1/1,41^2 = 1/2$, $i_4 = 1/1,41^4 = 1/4$. Тогда $i_{p \min} = i_1 i_4 = 1/2 \cdot 1/4 = 1/8$ и в соответствии с (3.62) $i_0 = 132$.

Постоянными в проектируемом приводе являются передаточные отношения зубчатой передачи между шпинделем и первым валом коробки подач, реверсивного механизма и передач между выходным валом коробки и тяговым устройством, число которых из конструктивных соображений примем равным двум. Обозначим указанные передаточные отношения соответственно i_{01} , i_{02} , i_{03} , i_{04} , поэтому $i_0 = i_{01} \cdot i_{02} \cdot i_{03} \cdot i_{04}$. Зададимся $i_{01} = 1/2$, $i_{02} = 1$, тогда $i_{03} \cdot i_{04} = 1/66$. Для исключения произвольного перемещения исполнительного органа под действием внешних нагрузок для вращения тягового вала введем червячную передачу (рис. 3.13, а) с передаточным отношением i_{04} . Примем $i_{03} = 1/2$, тогда $i_{04} = 1/33$.

Кинематическая схема привода представлена на рис. 3.13, а. Для определения передаточных отношений заданных передаточных отношений групповых передач строим график чисел подач (рис. 3.13, в). Для этого вначале по принятым значениям передаточных отношений групповых и одиночных передач изображаем нижнюю ветвь графика, обеспечивающую получение минимальной подачи, а затем, путем наложения на нее структурной сетки, строим остальные ветви графика. Из графика подач следует, что $i_2 = i_5 = 1/1,41$; $i_3 = 1$.

При необходимости, исходя из компоновки станка, разработанная кинематическая схема дополняется одиночными передачами, передаточное отношение которых принимается равным 1.

3.7. Проектирование кинематики приводов с нетипичной структурой

3.7.1. Особенности проектирования кинематики привода с многоскоростным электродвигателем

В приводах главного движения и подач металлорежущих станков, кроме односкоростных, часто применяются также многоскоростные двигатели переменного тока со ступенчатым изменением частоты вращения. Для обеспечения стандартного геометрического ряда частот вращения (чисел двойных ходов подач) можно применять только двигатели, частота вращения которых при их переключении изменяется в 2 раза, например, 750/1500; 1500/3000; 750/1500/3000 мин⁻¹, т.е. образует ряд с $\phi_3 = 2$.

Многоскоростной электродвигатель заменяет одну группу передач шестеренчатой скорости, поэтому его рассматривают как фиктивную группу или «электрогруппу» с числом передач p_3 , равным числу его скоростей, и характеристикой x_3 . Так как $\phi_3 = 2 = \phi_{x_3}$, то

$$x_3 = \frac{\lg 2}{\lg \phi}. \quad (3.63)$$

Структурная формула привода с многоскоростным двигателем имеет вид

$$z = p_3(x_3)p_1(x_1)p_2(x_2) \dots p_m(x_m). \quad (3.64)$$

Общее число ступеней скорости привода с многоскоростным электродвигателем $z = p_3 z_k$, где z_k – число ступеней скорости шестеренчатой коробки. Следовательно, применение такого двигателя упрощает механическую часть привода. Однако многоскоростной двигатель дороже, и его выбор должен быть обоснован экономически.

Для каждого из стандартных значений ϕ характеристика x_3 имеет определенное значение, поэтому порядок переключения электрогруппы зависит от ϕ (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Зависимость характеристики и порядка переключения электрогруппы от ϕ

ϕ	1,06	1,12	1,26	1,41	2
x_3	12	6	3	2	1
Порядок переключения электрогруппы					
p_3	$p_{II}(p_{III})$	p_{II}	p_I	p_I	p_0

При $\phi = 1,58$ и $\phi = 1,78$ характеристика x_3 выражается дробным числом, что не позволяет использовать многоскоростные двигатели.

Применение многоскоростных двигателей накладывает следующие ограничения на структуру привода:

- электрогруппа, являясь источником энергии, в порядке расположения всегда является первой, т.е. $p_3 = p_1$;
- порядок переключения электрогруппы (p_0, p_1 и т.д.) зависит от значения ϕ ;
- число передач в группах, предшествующих электрогруппе, также зависит от ϕ .

Пример: составить структурную формулу привода, если $z = 12$, $p_3 = 2$, $\phi = 1,41$. В этом случае $x_3 = 2$, поэтому электрогруппа должна быть первой переборной, а основная группа иметь две передачи. Этим условиям удовлетворяют два варианта структуры привода: $z = 2(2)2(1)3(4)$ и $2(2)3(4)2(1)$, ни один из которых не осуществим, так как диапазон регулирования второй переборной группы в обоих случаях $R_{pII} = 1,41^{(3-1)^4} = 1,41^8 = 16$, что превышает его допустимое значение.

Если же в приведенном примере принять $\phi = 1,26$, то осуществимы следующие варианты: $z = 2(3)3(1)2(6)$, $z = 2(3)2(6)3(1)$, из которых предпочтителен первый. Структурная сетка для этого варианта приведена на рис. 3.14. Штриховыми линиями здесь условно изображены фиктивные передачи электрогруппы, которые допускается не показывать. График частот вращения привода строится аналогично, что и для односкоростного двигателя.

3.7.2. Проектирование кинематики приводов со сложной структурой

Структура, представляющая собой соединение нескольких (обычно не более двух) простых множительных структур, называется сложной. В этом случае число ступеней z скорости равно сумме чисел ступеней скорости первой z_1 и второй z_2 составляющих структур. Для упрощения конструкции привода составляющие структуры, как правило, имеют общую часть, обеспечивающую z_0 ступеней скорости, тогда $z_1 = z_0 z'_1$, $z_2 = z_0 z'_2$.

Поэтому

$$z = z_1 + z_2 = z_0 (z'_1 + z'_2). \quad (3.65)$$

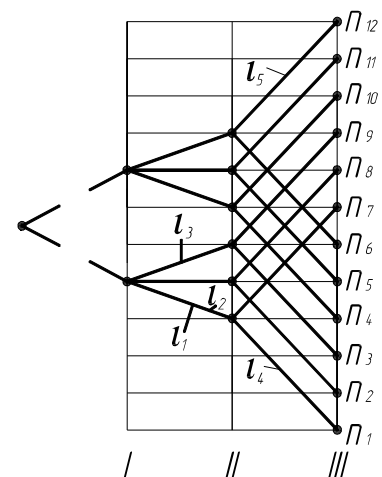


Рис. 3.14. Структурная сетка привода с многоскоростным электродвигателем

Общая часть является основной и служит для получения всех ступеней скорости выходного звена привода. Структуры, обеспечивающие z'_1 и z'_2 ступеней скорости, называются дополнительными и используются для получения только части ступеней скорости выходного звена: первая с более низкими, а другая с более высокими значениями частоты вращения. На практике часто применяется вариант сложенной структуры привода, когда структуры, создающие z_0 и z_1 ступеней скорости, совпадают. В этом случае

$$z = z_0 (1+z_d), \quad (3.66)$$

где z_d – число ступеней скорости, создаваемых дополнительной структурой.

Объединение составляющих структур в сложенную структуру осуществляется с помощью переключаемых зубчатых передач или муфт. Например, (рис. 3.15) z_0 ступеней скорости, относящихся к верхней области диапазона регулирования и создаваемых основной структурой, передаются на шпиндель *IV* при смещении колеса *9* влево и зацеплении кулачковой муфты.

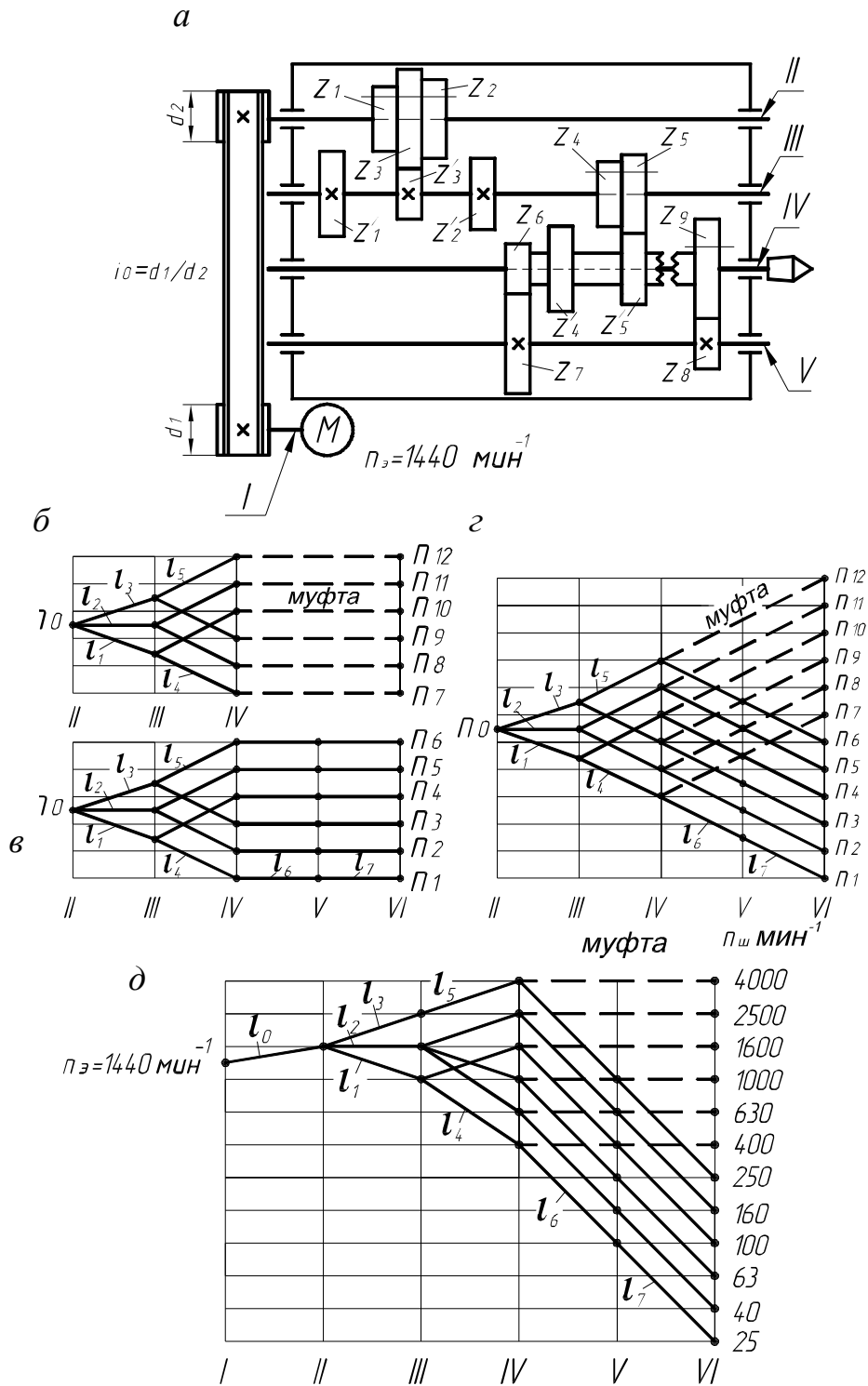
Нижняя область регулирования скорости привода обеспечивается последовательным соединением основной z_0 и дополнительной z_d структур и подключением последней к шпинделю через передачу $z_8 - z_9$. Такой способ построения сложенной структуры характерен, в частности, для приводов главного движения универсальных токарно-винторезных станков. Например, такая структура при $z_0 = 6$ и $z_d = 4$ применяется в станке модели 1К62.

Для построения структурной сетки сложенного привода необходимо определить характеристики групп передач и составить формулу структуры привода. Характеристики групп основной структуры определяются так же, как и для обычной множительной структуры. Характеристика любой группы дополнительной структуры равна произведению числа скоростей z_0 основной структуры и числа ступеней скорости, создаваемых предшествующими группами дополнительной структуры.

Например, если $z_0 = p_1 p_2$, $z_d = p_3 p_4$, причем $p_1 = p_0 = 2$, $p_2 = p_1 = 3$, $p_3 = p_{II} = 2$, $p_4 = p_{III} = 2$, то $x_1 = 1$, $x_2 = 2$, $x_3 = z_0 = 2 \cdot 3 = 6$, $x_4 = 2 \cdot z_0 = 2 \cdot 6 = 12$, то структурная формула привода имеет вид $z = 2(1)3(2)[1 + 2(6) \cdot 2(12)]$.

Для $z = 12$ предпочтителен вариант сложенной структуры, выражаемой формулой $z = 6 [1+1 \cdot 1]$. В этом случае структурная формула привода имеет вид: $z = 3(1)2(3)[1+1 \cdot 1]$. Вариант кинематической схемы привода, соответствующей данной структурной формуле, изображен на рис. 3.15, *a*.

Особенностью построения структурной сетки сложенного привода является то, что вначале строятся сетки для составляющих структур (рис. 3.15, *б*, *в*), затем – совмещенная структурная сетка (рис. 3.15, *г*), а по ней – график частот вращения (рис. 3.15, *д*). Так как основная и дополнительная структуры сложенного привода являются простыми множительными, то структурные сетки для них строятся по общей методике.



3.15. Кинематическая схема (а), структурные сетки (б – в) и график частот вращения (г) привода со сложной структурой

Пример: Спроектировать кинематику привода шпинделя токарного станка при следующих исходных данных:

$$n_{\min} = 25 \text{ мин}^{-1}, n_{\max} = 4000 \text{ мин}^{-1}, \varphi = 1,58, n_э = 1440 \text{ мин}^{-1}, [R_p] = 8.$$

Диапазон регулирования привода $R_n = 4000/25 = 160$.

Число ступеней скорости привода $z = \frac{\lg 160}{\lg 1,58} + 1 = 12$.

Проверим возможность применения простой множительной структуры.

Структурная формула для $z = 12$ имеет вид: $z = 3(1)2(3)2(6)$. Для последней переборной группы имеем $\varphi^{(p-1)x} = 1,58^{(2-1)6} = 1,58^6 = 16 > 8$. Следовательно, простая множительная структура невозможна и следует использовать сложенную структуру (см. рис. 3.15, а).

При включенной кулачковой муфте и переключении блоков зубчатых колес на валах II и III шпиндель IV получает вращение с высокими частотами в диапазоне $n_7 - n_{12}$, а при выключенной муфте и включенной передаче i_8/i_9 – вращение с низкими частотами в диапазоне $n_1 - n_6$.

Структурные сетки для основной и дополнительной структур изображены на рис. 3.15, б, в. Структурная сетка и график частот вращения для всего привода показаны соответственно на рис. 3.15, г и 3.15, д.

Достоинствами сложенной структуры привода являются:

- получение диапазона регулирования привода, который не может быть обеспечен простой множительной структурой;
- сокращение количества передач в кинематической цепи, обеспечивающей высокие ступени скорости привода, что уменьшает потери на трение и повышает КПД;
- возможность применения различных типов передач на шпиндель для высоких и низких частот его вращения.

3.7.3. Определение передаточных отношений в приводах со степенью возврата

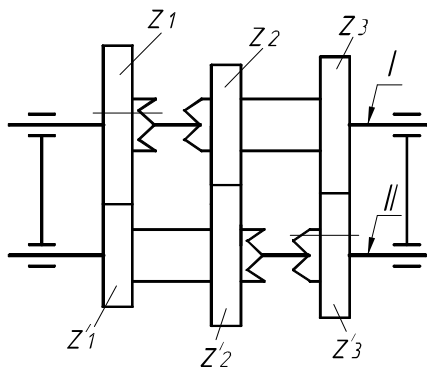


Рис. 3.16. Кинематическая схема групповой передачи со степенью возврата

Группа со степенью возврата устанавливается обычно в приводах подачи. Такая группа имеет диапазон регулирования, превышающий допустимое его значение для простой множительной группы, и позволяет уменьшить количество колес в коробке за счет использования некоторых зубчатых зацеплений для передачи движения в двух направлениях.

Рассмотрим в качестве примера группу с тремя передачами (рис. 3.16), обеспечивающую четыре различных передаточных отношения:

$$i_1 = \frac{z_1 z_2' z_3}{z_1' z_2 z_3'}; \quad i_2 = \frac{z_1}{z_1'}; \quad i_3 = \frac{z_2}{z_2'}; \quad i_4 = \frac{z_3}{z_3'}.$$

Учитывая, что ряд частот вращения должен быть геометрическим, уравнение настройки для данной группы имеет вид

$$i_1 : i_2 : i_3 : i_4 = 1 : \varphi^x : \varphi^{2x} : \varphi^{3x}. \quad (3.67)$$

Предельные значения передаточных отношений i_4 и i_2 группы должны удовлетворять условию $i_4 / i_2 \leq [R_p]$. Из уравнения (3.67) $i_4 / i_2 = \varphi^{2x}$. Тогда

$$x \leq \frac{\lg[R_p]}{2 \lg \varphi}. \quad (3.68)$$

Приняв $i_2 = \frac{1}{\varphi^u}$, получим

$$i_3 = \varphi^{x-u}; \quad i_4 = \varphi^{2x-u}; \quad i_1 = \frac{1}{\varphi^{x+u}}. \quad (3.69)$$

При кинематическом расчете группа со ступенью возврата принимается чаще как переборная с характеристикой x и четырьмя передаточными отношениями.

Пример. Определить передаточные отношения передач привода со ступенью возврата по исходным данным: предельные значения частоты вращения ведомого вала – $n_{\min} = 25 \text{ мин}^{-1}$; $n_{\max} = 1080 \text{ мин}^{-1}$; частота вращения электродвигателя $n_э = 1440 \text{ мин}^{-1}$; знаменатель ряда частот вращения $\varphi = 1,41$; максимальное значение диапазона регулирования группы $[R_p] = 8$.

Диапазон регулирования привода $R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{1080}{25} = 43,2$; число

ступеней скорости $z = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi} + 1 = \frac{\lg 43,2}{\lg 1,41} + 1 = 11,8$. Принимаем $z = 12$.

Для $\varphi = 1,41$ в соответствии с (3.68) характеристика группы со ступенью возврата $x = \frac{\lg[R_p]}{2 \lg \varphi} = \frac{\lg 8}{2 \lg \varphi} = 3$. Тогда формула структуры данного

привода $z = 12 = 3(1) \cdot 4(3)$. Таким образом, привод содержит две групповые передачи – обычную и со ступенью возврата.

Передаточные отношения передач привода определяем аналитическим методом. С учетом исходных данных стандартные значения частот вращения составляют следующий геометрический ряд: 22,4 – 31 – 45 – 63 – 90 – 125 – 180 – 250 – 355 – 500 – 710 – 1000 (мин^{-1}).

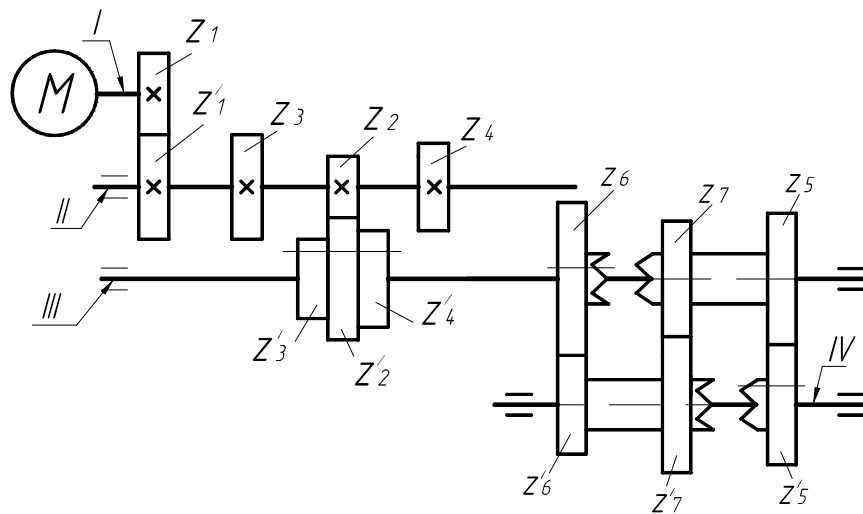
Следовательно, минимальное передаточное отношение привода

$$i_{\min} = \frac{n_1}{n_9} = \frac{22,4}{1440} \text{ или выраженное через заданное значение } \varphi:$$

$$i_{\min} = \frac{1}{\varphi^q} = \frac{1}{1,41^{12,1}}, \text{ т.е. } q=12,1.$$

Такое передаточное отношение не может быть обеспечено только двумя групповыми передачами, поэтому привод должен содержать одиночную передачу, например, зубчатую с передаточным отношением i_0 (рис. 3.17, а).

а



б

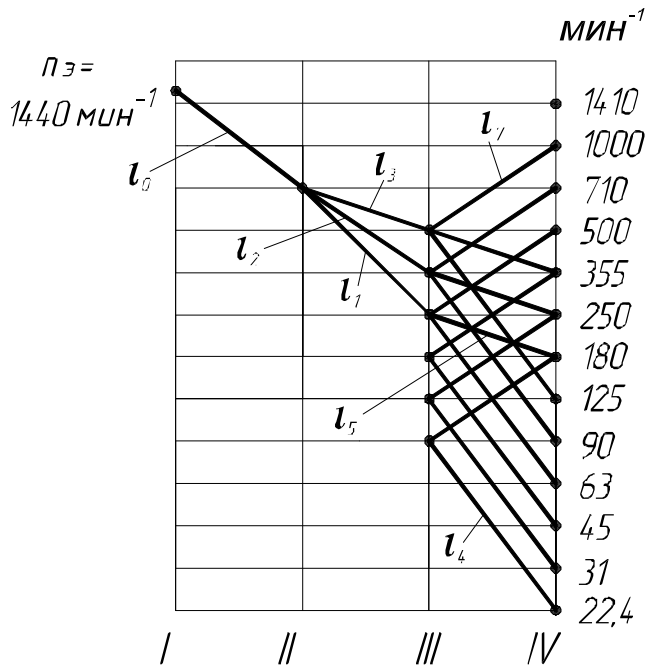


Рис. 3.17. Кинематическая схема (а) и график частот вращения (б) привода со ступенью возврата

Примем: $i_4 = \frac{z_5}{z'_5} = \frac{1}{1,41^4} = \frac{1}{4}$, $u = 4$. Тогда, на основании (3.69), для

группы со степенью возврата имеем:

$$i_5 = \frac{z_6}{z'_6} \cdot \frac{z'_7}{z_7} \cdot \frac{z_5}{z'_5} = \frac{1}{\varphi^{u+x}} = \frac{1}{1,41^{4+3}} = \frac{1}{1,41^7};$$

$$i_6 = \frac{z_6}{z'_6} = \varphi^{x-u} = 1,41^{3-4} = \frac{1}{1,41};$$

$$i_7 = \frac{z_7}{z'_7} = \varphi^{2x-u} = 1,41^{2 \cdot 3 - 4} = 1,41^2 = 2.$$

Минимальное передаточное отношение $i_1 = \frac{z_2}{z'_2}$ в основной группе примем равным $\frac{1}{\varphi^k} = \frac{1}{1,41^3}$. Тогда $i_2 = \frac{z_3}{z'_3} = \frac{1}{1,41^2} = \frac{1}{2}$; $i_3 = \frac{z_4}{z'_4} = \frac{1}{1,41}$. Передаточное отношение одиночной передачи $i_0 = \frac{z_1}{z'_1} = \frac{1}{\varphi^l}$, где $l = q - k - u - x = 12,1 - 3 - 7 = 2,1$, т.е. $i_0 = \frac{1}{1,41^{2,1}}$. График частот вращения валов данного привода приведен на рис. 3.17, б.

3.7.4. Особенности проектирования кинематики привода с перекрытием ступеней скорости

Перекрытие ступеней скорости привода имеет место, если одно и то же значение частоты вращения шпинделя обеспечивается разными кинематическими цепями. Перекрытие применяется, когда расчетное значение числа ступеней скорости z нельзя представить в виде произведения чисел 2 и 3, например, если $z = 11$, $z = 17$ и т.п. В этом случае проектирование ведется на основе базовой структуры, для определения которой задаются фиктивным числом z_ϕ ступеней скорости. Это число должно быть кратно числам 2 и (или) 3 и превышать требуемое значение z . Например, если $z = 10$, то $z_\phi = 12$.

Перекрытие достигается за счет уменьшения характеристик групповых передач. Практически оно осуществляется за счет уменьшения характеристики последней в порядке переключения группы передач базовой структуры на величину Δx , что позволяет уменьшить диапазон регулиро-

вания этой группы, превышающий значения диапазонов регулирования других групповых передач.

При проектировании кинематики привода с перекрытием ступеней скорости требуется определить величину Δx для конкретного значения Δz , равного $z_\phi - z$. Рассмотрим эту задачу. Используемые данные приведены в табл. 3.2.

Так как общий диапазон регулирования $R_n = R_x \cdot R_p$, то аналогично для базовой структуры $R_{n\phi} = R_x \cdot R_{p\phi}$. На основании (3.5) и (3.35)

$$R_n = \varphi^{(z-1)} = R_x \varphi^{(p-1)x}. \quad (3.70)$$

Аналогично

$$R_{n\phi} = \varphi^{(z_\phi-1)} = R_x \varphi^{(p-1)x_\phi}. \quad (3.71)$$

Разделив (3.71) на (3.70), имеем

$$\varphi^{(z_\phi-z)} = \varphi^{(p-1)(x_\phi-x)}. \quad (3.72)$$

Таблица 3.2

Параметры проектируемой и базовой структур

Расчетные величины	Значения расчетных величин	
	для проектируемой структуры	для базовой структуры
Число ступеней скорости привода	z	z_ϕ
Характеристика последней переборной группы	x	x_ϕ
Общий диапазон регулирования привода	$R_n = \varphi^{(z-1)}$	$R_{n\phi} = \varphi^{(z_\phi-1)}$
Диапазон регулирования последней переборной группы	$R_p = \varphi^{(p-1)x}$	$R_{p\phi} = \varphi^{(p-1)x_\phi}$
Диапазон регулирования остальных групп	R_x	R_x

Учитывая, что $z_\phi - z = \Delta z$, а $x_\phi - x = \Delta x$, из (3.72) следует равенство $\Delta z = (p-1)\Delta x$, откуда получаем зависимость для определения искомого значения Δx

$$\Delta x = \frac{\Delta z}{p-1}. \quad (3.73)$$

На основании изложенного проектирование кинематики привода с перекрытием значений скорости рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

1) задаться фиктивным значением z_{ϕ} , которое больше заданного z и может быть представлено в виде произведений чисел 2 и (или) 3;

2) составить формулу базовой структуры привода для принятого фиктивного значения z_{ϕ} :

$$z_{\phi} = p_1(x_1)p_2(x_2)\dots p_m(x_{m\phi}); \quad (3.74)$$

3) определить $\Delta z = z_{\phi} - z$ и по формуле (3.73) – величину Δx ;

4) определить фактическое значение характеристики последней переборной группы проектируемого привода: $x_m = x_{m\phi} - \Delta x$;

5) составить формулу структуры привода:

$$z = p_1(x_1)p_2(x_2)\dots p_m(x_m); \quad (3.75)$$

6) построить структурную сетку проектируемого привода.

Пример: Построить структурную сетку привода, обеспечивающего 11 ступеней скорости ($z = 11$).

В соответствии с изложенной методикой принимаем фиктивное число ступеней скорости $z_{\phi} = 12$; составляем формулу базовой структуры $z_{\phi} = 3(1)2(3)2(6)$; определяем $\Delta z = z_{\phi} - z = 12 - 11 = 1$; определяем $\Delta x = \Delta z / (p - 1) = 1 / (2 - 1) = 1$ и характеристику последней переборной группы проектируемого привода $x_m = x_{m\phi} - \Delta x = 6 - 1 = 5$; составляем формулу его структуры $z = 3(1)2(3)2(5)$.

Структурная сетка привода приведена на рис. 3.18, из которого следует, что он обеспечивает 11 различных частот вращения вала IV, так как частота вращения n_6 может быть получена по двум кинематическим цепям: через передачи $i_1-i_4-i_7$ или $i_3-i_5-i_6$.

В результате уменьшения характеристики последней переборной группы в соответствии с (3.35) сокращается диапазон ее регулирования и диапазон регулирования привода в целом. Поэтому структуру с перекрытием применяют, кроме рассмотренного выше случая, также для исключения высоких значений частоты вращения ведомого вала, ненужных по условиям эксплуатации привода, а также при невозможности для заданного значения ϕ реализовать расчетную величину

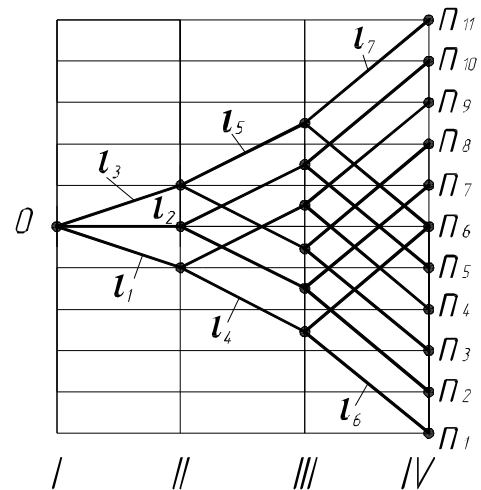


Рис. 3.18. Структурная сетка с перекрытием значений ряда частот вращения

ну x без нарушения условия осуществимости варианта структуры привода. Например, структура $z = 4(1)3(4)2(12)$ при $\phi = 1,26$ и $[R_p] = 8$ не может быть реализована, так как диапазон регулирования последней переборной группы $R_{pII} = \phi^{(p-1)x} = 1,26^{12}$, т.е. превышает его допустимое значение $[R_p]$.

Условие $R_{pII} = [R_p]$ в данном случае выполняется, если $x_{II} = 9$, что связано с необходимостью применения перекрытия значений ступеней скорости.

3.7.5. Особенности структуры привода с неравномерным рядом частот вращения

Расширение диапазона регулирования привода без усложнения его конструкции (введения дополнительной группы передач или применения ступени возврата) обеспечивают структуры с неравномерным («ломаным») геометрическим рядом частот вращения ведомого вала. Такой ряд получается за счет увеличения характеристик групповых передач по сравнению с их значениями для стандартного геометрического ряда.

Неравномерность значений ряда может быть достигнута на различных его участках. Для приводов станков экономически целесообразно создавать неравномерность ряда за счет увеличения значений его знаменателя в начале и в конце ряда частот вращения по сравнению со значением знаменателя на среднем участке ряда. Практически такая неравномерность достигается путем увеличения характеристики первых в порядке переключения групп.

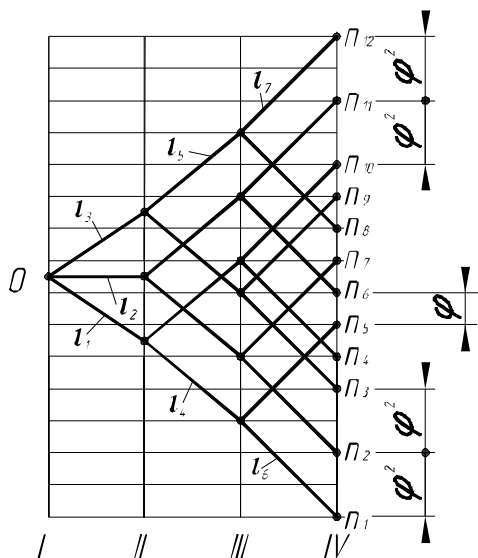


Рис. 3.19. Структурная сетка привода с неравномерным геометрическим рядом частот вращения

Рассмотрим в качестве примера привод, структура которого выражается формулой $z = 3(2)2(5)2(6)$. Она получена на основе базовой структуры $z = 3(1)2(3)2(6)$, обеспечивающей стандартный геометрический ряд частот вращения, путем увеличения в ней характеристик основной и первой переборной групп, соответственно до 2 и 5.

Структурная сетка привода с модифицированной таким образом структурой показана на рис. 3.19. Создаваемые данной структурой значения частот вращения ведомого вала в диапазоне от n_3 до n_{10} образуют геометрический ряд со знаменателем, равным ϕ , а на крайних участках от n_1 до n_3 и от n_{10} до n_{12} – со знаменателем, равным ϕ^2 .

Таким образом, в целом геометрический ряд частот вращения является неравномерным, однако такая неравномерность практически оправдана благодаря тому, что станок преимущественно эксплуатируется при средних значениях частоты вращения шпинделя, тогда как крайние ее значения используются значительно реже.

Существенным преимуществом рассмотренной структуры является значительное увеличение диапазона регулирования привода. Например, если при $\varphi=1,26$ для базовой структуры в соответствии с (3.5) $R_n \approx 1,26^{11} \approx 14$, то для рассмотренной структуры с неравномерным рядом $R_n \approx 1,26^{15} \approx 32$.

Следует отметить, что более чем двукратное увеличение диапазона регулирования привода достигается без усложнения конструкции коробки скоростей при том же количестве валов и зубчатых передач.

3.8. Проектирование кинематики приводов главного движения с бесступенчатым регулированием скорости

Устройства для бесступенчатого регулирования скорости (вариаторы, регулируемые двигатели) для расширения диапазона регулирования привода обычно дополняются шестеренчатой коробкой. Такой тип привода является наиболее распространенным в станках с ЧПУ с широким диапазоном регулирования частоты вращения шпинделя (многооперационные станки). Рассмотрим особенности проектирования таких коробок.

Если R_n – общий диапазон регулирования привода, R_{δ} – диапазон регулирования устройства с бесступенчатым регулированием скорости, R_k – диапазон регулирования шестеренчатой коробки, то $R_n = R_{\delta} R_k$. Следовательно, коробка должна обеспечивать регулирование скорости в диапазоне

$$R_k = R_n / R_{\delta}. \quad (3.76)$$

В приводах с бесступенчатым регулированием за основную группу принимается вариатор или регулируемый двигатель с числом передач $p \rightarrow \infty$ и знаменателем ряда частот вращения $\varphi \rightarrow 1$. Поэтому первая в порядке переключения группа шестеренчатой коробки является первой переборной в приводе. Уравнение ее настройки

$$i_1 : i_2 : i_3 : \dots : i_{p_I} = 1 : \varphi^{x_I} : \varphi^{2x_I} : \dots : \varphi^{(p_I - 1)x_I}. \quad (3.77)$$

Так как диапазон регулирования предшествующей группы равен R_{δ} , то $\varphi^{x_I} = \varphi \cdot R_{\delta}$. Обозначим $\varphi \cdot R_{\delta} = \varphi'$. Значение $\varphi' \rightarrow R_{\delta}$, поскольку $\varphi \rightarrow 1$. Тогда

$$i_1 : i_2 : i_3 : \dots : i_{p_I} = 1 : \varphi' : \varphi'^2 : \dots : \varphi'^{(p_I - 1)}. \quad (3.78)$$

Выражение (3.78) аналогично уравнению (3.30) настройки основной группы передач обычной шестеренчатой коробки.

Уравнение настройки для второй в порядке переключения группы рассматриваемой коробки

$$i_1 : i_2 : i_3 : \dots : i_{P_{II}} = 1 : \varphi^{x_{II}} : \varphi^{2x_{II}} : \varphi^{(P_{II}-1)x_{II}}, \quad (3.79)$$

где $\varphi^{x_{II}} = \varphi \cdot R_{\delta} R_I = \varphi' R_I$.

На основании (3.33) $R_I = i_{P_I} / i_1 = \varphi^{(P_I-1)}$, тогда $\varphi^{x_{II}} = \varphi'^{P_I}$,

$$i_1 : i_2 : i_3 : \dots : i_{P_{II}} = 1 : \varphi'^{P_I} : \varphi'^{2P_I} : \dots : \varphi'^{(P_{II}-1)P_I}. \quad (3.80)$$

Выражение (3.80) аналогично уравнению настройки (3.31) для первой переборной группы обычной коробки.

Таким образом, шестеренчатые коробки, присоединенные к вариатору или регулируемому двигателю, рассчитываются как обычные коробки, только вместо стандартного значения знаменателя геометрического ряда φ для каждого конкретного случая определяется расчетное значение φ' :

$$\varphi' = z^{-1} \sqrt[z]{R_{\kappa}}, \quad (3.81)$$

где z – число ступеней скорости присоединенной коробки.

По аналогии с обычной шестеренчатой коробкой

$$z = \frac{\lg R_{\kappa}}{\lg \varphi'} + 1. \quad (3.82)$$

Так как $R_{\kappa} = R_n / R_{\delta}$, $\varphi' \approx R_{\delta}$, то

$$z \geq \frac{\lg R_n}{\lg R_{\delta}}. \quad (3.83)$$

Чтобы исключить разрыв в бесступенчатом регулировании частоты вращения шпинделя, должно выполняться условие

$$\varphi' \leq (0,94 \dots 0,96) R_{\delta}. \quad (3.84)$$

Если это условие не выполняется, то следует увеличить число ступеней z скорости коробки и определить по (3.81) другое значение φ' .

Для удобства построения структурной сетки и графика частот вращения рекомендуется выразить значения φ' и R_{δ} через одно из стандартных значений знаменателя φ геометрического ряда: $\varphi' = \varphi^k$; $R_{\delta} = \varphi^l$, где k – целое, а l – любое число. Поэтому на структурной сетке расстояние между крайними точками, соответствующими минимальной и максимальной частотам вращения первого вала проектируемой коробки, составляет l интервалов φ .

Исходными данными для проектирования кинематики привода с бесступенчатым регулированием скорости являются предельные значения час-

тоты вращения шпинделя (n_{\min}, n_{\max}) и регулируемого двигателя ($n_{\text{эmin}}, n_{\text{эmax}}$) или диапазон регулирования вариатора R_{δ} и частота вращения двигателя $n_{\text{э}}$.

С учетом изложенного выше рекомендуется следующая последовательность проектирования шестеренчатой коробки для привода с бесступенчатым регулированием скорости.

1. Определить по (3.76) диапазон R_{κ} регулирования коробки.
2. Определить число m групп передач:

$$m \geq \frac{\lg R_{\kappa}}{\lg[R_p]} \quad (3.85)$$

Расчетное значение m округляется до большего целого числа.

3. Определить по зависимости (3.83) число скоростей z коробки.
4. Определить по уравнению (3.81) значение φ' и проверить выполнимость условия (3.84).
5. Полученное значение φ' выразить через любое стандартное значение знаменателя φ геометрического ряда: $\varphi' = \varphi^k$, где k – целое число. Значение R_{δ} выразить через принятое значение φ : $R_{\delta} = \varphi^l$, где l – целое или дробное число.
6. Составить формулу структуры привода.
7. Построить структурную сетку и график частот вращения.
8. Определить передаточные отношения передач привода.
9. Составить кинематическую схему привода.

Пример 1. Спроектировать кинематику привода главного движения с бесступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя в диапазоне $22 - 2000 \text{ мин}^{-1}$ ($R_n = 90,9$). Привод оснащен вариатором, диапазон регулирования передаточного отношения которого $R_{\delta} = 4$. Частота вращения двигателя $n_{\text{э}} = 960 \text{ мин}^{-1}$. Допускаемый диапазон регулирования групповой подачи $[R_p] = 8$. В соответствии с изложенной выше методикой имеем:

1. Диапазон регулирования шестеренчатой коробки

$$R_{\kappa} = R_n / R_{\delta} = 90/4 = 22,5.$$

2. Число групп передач в коробке

$$m \geq \frac{\lg R_{\kappa}}{\lg[R_p]} \geq \frac{\lg 22,5}{\lg 8} \geq 1,5; \text{ принимается } m = 2.$$

3. Число ступеней скорости коробки

$$z \geq \frac{\lg R_n}{\lg R_{\delta}} \geq \frac{\lg 90}{\lg 4} \geq 3,25; \text{ принимается } z = 4.$$

4. $\varphi' = z^{-1} \sqrt[R_{\kappa}]{} = \sqrt[3]{22,5} = 2,82.$

7. Структурная сетка и график частот вращения строятся для принятого значения $\phi = 1,41$. При построении структурной сетки (рис. 3.20, а) из начальной точки n_3 , соответствующей частоте вращения двигателя, проводятся симметрично к горизонтали два отрезка, изображающие минимальное $i_{\min} = 1/2$ и максимальное $i_{\max} = 2$ передаточные отношения вариатора. Расстояние между концами этих отрезков составляет $l = 4$ отрезков $\lg\phi$.

Из полученных на второй линии двух точек проводятся отрезки, изображающие передачи первой группы коробки, присоединенной к вариатору. Расстояние между концами соседних отрезков составляет xk интервалов $\lg\phi$, где x – характеристика соответствующей группы присоединенной коробки. В данном случае $k = 3$, $x_1 = 1$, $x_2 = 2$. Далее структурная сетка и график частот вращения строятся по общей методике (рис. 3.20, а, б).

8. По графику частот вращения определяем передаточные отношения передач: $i_1 = i_3 = 1/1,41^4 = 1/4$; $i_2 = 1/1,41$; $i_4 = 1,41^2 = 2$; $i_0 = 71/96$.

9. Один из возможных вариантов кинематической схемы привода показан на рис. 3.20, в. Четырехскоростная коробка, присоединенная к вариатору, изменяет частоту вращения шпинделя по геометрическому ряду со знаменателем $\phi' = 2,82$, а весь привод – бесступенчатое регулирование в диапазоне $R_n = 90,9$.

Пример 2. Спроектировать кинематику бесступенчатого привода главного движения станка, оснащенного регулируемым двигателем и коробкой, которые связаны между собой ременной передачей.

Исходные данные: предельные значения частоты вращения шпинделя: $n_{\min} = 50 \text{ мин}^{-1}$; $n_{\max} = 2500 \text{ мин}^{-1}$; предельные значения частоты вращения электродвигателя: $n_{\text{э} \min} = 250 \text{ мин}^{-1}$; $n_{\text{э} \max} = 2000 \text{ мин}^{-1}$; $[R_p] = 8$.

На основании исходных данных $R_n = 50$, $R_\phi = 8$.

В соответствии с изложенной методикой имеем:

1. $R_k = R_n / R_\phi = 50/8 = 6,25$.

2. $m \geq \frac{\lg R_n}{\lg[R_p]} \geq \frac{\lg 6,25}{\lg 8} \geq 0,88$; принимается $m = 1$.

3. $z \geq \frac{\lg R_n}{\lg R_\phi} \geq \frac{\lg 50}{\lg 8} \geq 1,88$; принимается $z = 2$.

4. $\phi' = z^{-1}\sqrt{R_k} = 6,25$; $6,25 < 8$ – разрыв в бесступенчатом регулировании отсутствует.

5. $\phi' = 6,25 = 1,26^8$; $k = 8$; $R_\phi = 8 = 1,26^9$; $l = 9$.

6. Структурная формула проектируемой коробки – $z = 2(1)$.

7. При построении структурной сетки (рис. 3.21, а) расстояние между крайними точками на первой вертикальной линии, соответствующее $n_{э\min}$ и $n_{э\max}$, принимается равным 9 интервалов $\lg \varphi$, т.к. $l = 9$. Расстояние между концами отрезков, изображающими передачи с передаточными отношениями i_1 и i_2 , составляет 8 интервалов $\lg \varphi$, т.к. $k = 8$.

8. График частот вращения привода изображен на рис. 3.21, б. Из него имеем: $i_0 = \frac{4}{5}$; $i_1 = \frac{1}{4}$; $i_2 = 2$.

9. Возможный вариант кинематической схемы привода показан на рис. 3.21, в.

Такой вариант структуры привода широко применяется в приводах главного движения станков с ЧПУ.

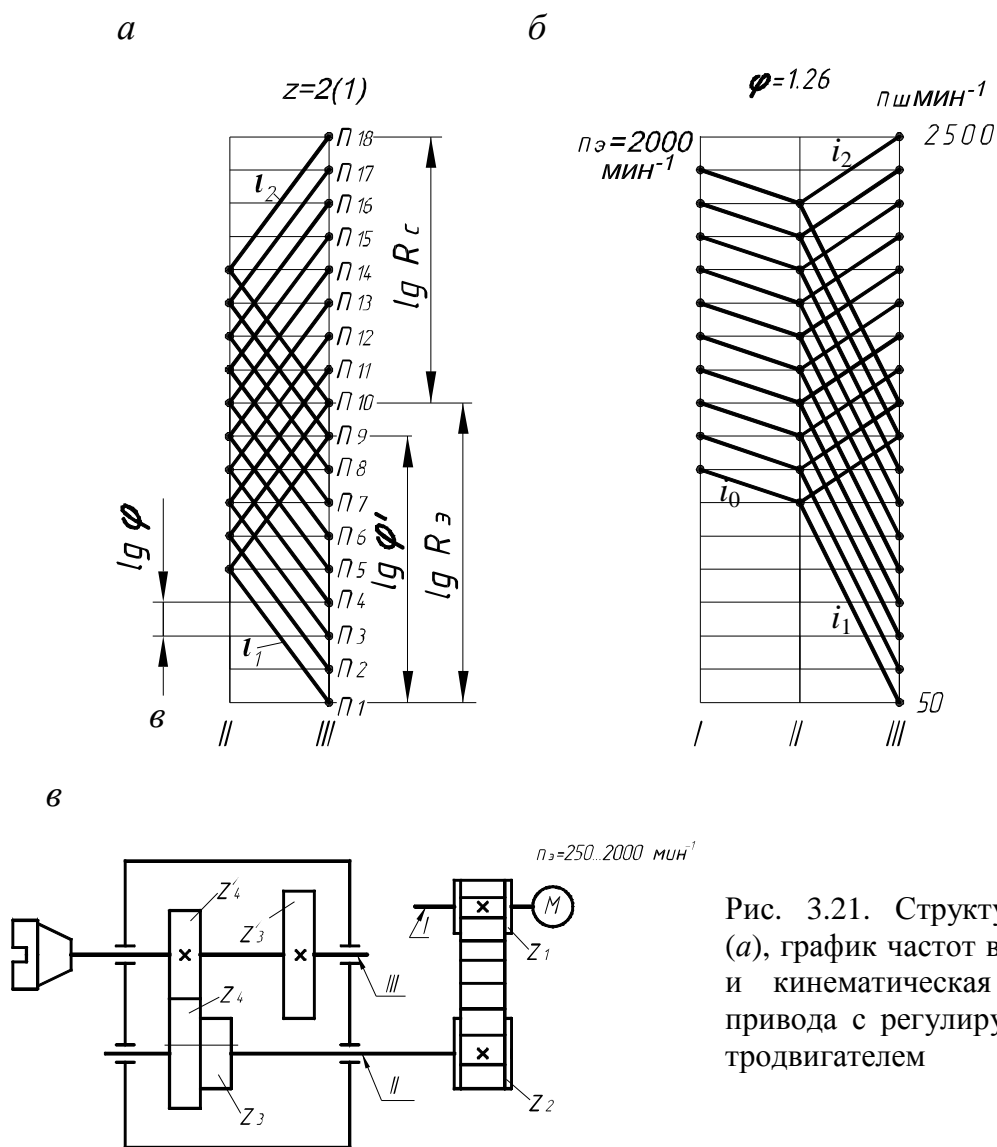


Рис. 3.21. Структурная сетка (а), график частот вращения (б) и кинематическая схема (в) привода с регулируемым электродвигателем

3.9. Определение чисел зубьев колес групповых передач

3.9.1. Определение чисел зубьев прямозубых и косозубых колес

Прямозубые колеса. Обычно модули всех передач группы одинаковы. В этом случае

$$z_j + z'_j = S_z = \text{const}, \quad (3.86)$$

где z_j, z'_j – числа зубьев соответственно ведущего и ведомого колес j -той пары, $j = 1, 2 \dots p$;

S_z – сумма чисел зубьев обоих колес.

Передаточное отношение этой пары колес

$$i_j = z_j / z'_j. \quad (3.87)$$

Из уравнений (3.86) и (3.87) следует

$$z_j = \frac{i_j}{i_j + 1} S_z; \quad (3.88)$$

$$z'_j = \frac{1}{i_j + 1} S_z. \quad (3.89)$$

По формулам (3.88) и (3.89) определяют числа зубьев всех колес группы при заданном значении S_z . Если оно неизвестно, то в общем случае S_z может быть определено методом наименьшего кратного. Для этого, представив $i_j = a_j / b_j$, где a_j и b_j – взаимно простые числа, получим:

$$z_j = \frac{a_j}{a_j + b_j} S_z; \quad (3.90)$$

$$z'_j = \frac{b_j}{a_j + b_j} S_z. \quad (3.91)$$

Числа z_j и z'_j будут целыми, если величина S_z кратна сумме $a_j + b_j$. Для группы, содержащей p передач, наименьшая сумма зубьев $S_{z_{\min}}$ равна наименьшему общему кратному K сумм $a_1 + b_1, a_2 + b_2, \dots, a_p + b_p$, т.е. $S_{z_{\min}} = K$. По найденному значению $S_{z_{\min}}$, пользуясь зависимостями (3.90) и (3.91), определяют минимальное число зубьев малого колеса $z_{j_{\min}}$ или $z'_{j_{\min}}$.

Минимальное число зубьев определяют в понижающих передачах для ведущего колеса передачи с минимальным передаточным отношением, а в повышающих передачах – для ведомого колеса передачи с максималь-

ным передаточным отношением. Если найденное таким образом минимальное число зубьев меньше допускаемого значения $[z_{\min}]$, то его увеличивают в E число раз, где

$$E \geq \frac{[z_{\min}]}{z_{\min}}. \quad (3.92)$$

С учетом E сумма чисел зубьев S_z рассматриваемой группы составит

$$S_z = ES_{z_{\min}} = EK. \quad (3.93)$$

Расчет суммы S_z и чисел зубьев колес производится для каждой группы в отдельности.

Пример: Определить числа зубьев прямозубых колес группы передач (см. рис. 3.1), график частот вращения для которой при $\phi = 1, 2, 6$ представлен на рис. 3.22.

Из графика частот вращения имеем:

$$i_1 = \frac{1}{\phi^3} = \frac{1}{1,26^3} = \frac{1}{2} = \frac{a_1}{b_1}; i_2 = \frac{1}{\phi^2} = \frac{1}{1,26^2} = \frac{1}{1,58} = \frac{7}{11} = \frac{a_2}{b_2};$$

$$i_3 = \frac{1}{\phi} = \frac{1}{1,26} = \frac{4}{5} = \frac{a_3}{b_3}.$$

Тогда $a_1 + b_1 = 1 + 2 = 3$, $a_2 + b_2 = 7 + 11 = 18$, $a_3 + b_3 = 4 + 5 = 9$. Следовательно, наименьшее общее кратное K сумм $a_i + b_i$ равно 18.

Принимаем $S_{z_{\min}} = K = 18$.

Все передачи группы понижающие, поэтому минимальное число зубьев имеет ведущее колесо первой передачи $z_{1\min} =$

$$\frac{a_1}{a_1 + b_1} S_{z_{\min}} = \frac{1}{1 + 2} 18 = 6.$$

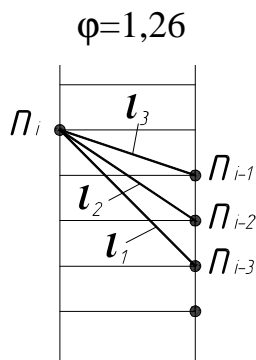


Рис. 3.22. График частот вращения групповой передачи

Пусть $[z_{\min}] = 20$, тогда $E \geq \frac{[z_{\min}]}{z_{1\min}} \geq \frac{20}{6}$. При-

нимаем $E = 4$. Следовательно, $S_z = ES_{z_{\min}} = 4 \cdot 18 = 72$. По формулам (3.90), (3.91) и найденному значению S_z определяются числа зубьев колес рассматриваемой группы: $z_1 = 24$; $z'_1 = 48$; $z_2 = 28$; $z'_2 = 44$; $z_3 = 32$; $z'_3 = 40$. Аналогично выполняется расчет чисел зубьев колес для остальных групп привода.

Для уменьшения материалоемкости колес понижающие и повышающие передачи последней в порядке переключения группы иногда выполняют с разными модулями. Сумма чисел зубьев таких передач различна. Ее выражают через значения межосевого расстояния A и модуля m_j рассматриваемой передачи.

Так как $S_{z_j} = 2A / m_j$, то

$$z_j = \frac{a_j}{a_j + b_j} \cdot \frac{2A}{m_j}; \quad (3.94)$$

$$z'_j = \frac{b_j}{a_j + b_j} \cdot \frac{2A}{m_j}. \quad (3.95)$$

Числа z_j и z'_j будут целыми, если $2A = Em_j(a_j + b_j)$, где E – целое число. Поэтому наименьшее удвоенное межосевое расстояние принимают равным наименьшему кратному произведений $m_j(a_j + b_j)$. Если оно получается значительным по величине, то находят наименьшее общее кратное модулей передач группы и, увеличив его в некоторое число раз, принимают полученное число за удвоенное межосевое расстояние. В этом случае значения S_z получаются целыми, а z_j и z'_j – дробными числами. Последние округляют, сохраняя расчетное значение S_z .

Косозубые колеса. Для группы передач с косозубыми колесами с одинаковым нормальным модулем m_n межосевое расстояние A у всех передач одинаково:

$$A = \frac{m_n(z_j + z'_j)}{2 \cos \beta_j}, \quad (3.96)$$

где β_j – угол наклона зубьев, который может быть одинаковым или разным у отдельных передач. На основании зависимостей (3.94) – (3.96) числа зубьев сопряженных колес в общем случае

$$z_j = \frac{2A \cos \beta_j}{m_n} \cdot \frac{a_j}{a_j + b_j}; \quad (3.97)$$

$$z'_j = \frac{2A \cos \beta_j}{m_n} \cdot \frac{b_j}{a_j + b_j}. \quad (3.98)$$

Возможны два варианта:

1. Все колеса группы имеют одинаковый угол наклона, т.е. $\beta_i = \beta = \text{const}$. В этом случае сумму S_z чисел зубьев колес находят как величину, кратную суммам $a_j + b_j$, и по ней определяют межосевое расстояние и числа зубьев колес:

$$A = \frac{m_n S_z}{2 \cos \beta}; \quad z_i = S_z \frac{a_j}{a_j + b_j}; \quad z'_j = S_z \frac{b_j}{a_j + b_j}. \quad (3.99)$$

2. Задано межосевое расстояние A . Тогда находят K – наименьшее кратное сумм $a_j + b_j$. Для каждой передачи группы принимают соответствующую сумму чисел зубьев $S_{z_j} = KE_j$, задавая целое число E_j так, чтобы угол наклона зубьев не превышал рекомендуемых значений. Числа зубьев сопряженных колес:

$$z_j = \frac{KE_j a_j}{a_j + b_j}; \quad (3.100)$$

$$z'_j = \frac{KE_j b_j}{a_j + b_j}. \quad (3.101)$$

3.9.2. Определение чисел зубьев передач со связанными колесами

Применение передач со связанными колесами накладывает дополнительные ограничения на выбор чисел зубьев. В конструкциях шестеренчатых коробок с такими передачами чаще встречается вариант с одним связанным колесом. Связанное колесо $z_3(z'_2)$ (рис. 3.23) является ведомым в первой группе передач. Поэтому в соответствии с зависимостью (3.91) число зубьев этого колеса

$$z'_2 = \frac{b_2}{a_2 + b_2} S_{z_1}, \quad (3.102)$$

где S_{z_1} – сумма чисел зубьев колес первой группы, которая определяется по изложенной выше методике.

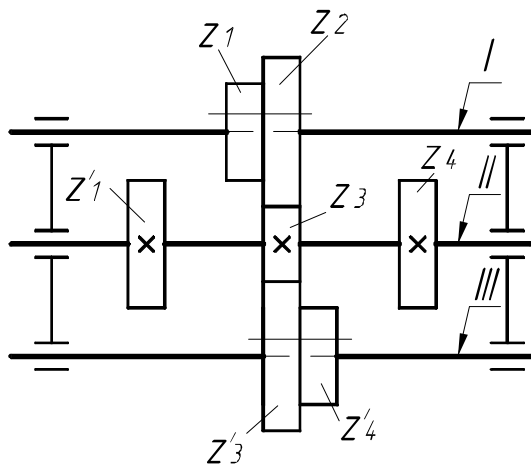
Это же колесо является ведущим колесом передачи z_3/z'_3 второй группы передач, число зубьев которого

$$z_3 = \frac{a_3}{a_3 + b_3} S_{z_2}, \quad (3.103)$$

где S_{z_2} – сумма чисел зубьев колес второй группы передач, которая определяется из уравнения:

$$S_{z_2} = z_3 \frac{a_3 + b_3}{a_3}. \quad (104)$$

Рис. 3.23. Кинематическая схема двух групп передач с одним связанным колесом



Если значение S_{z_2} получается дробным, то его округляют до целого числа.

По найденному таким образом S_{z_2} , пользуясь уравнениями (3.90) и (3.91), определяют числа зубьев остальных колес второй группы. При необходимости применяют смещение исходного контура (коррегирование) зубчатых колес.

Рассмотрим случай с двумя связанными колесами (рис. 3.24, а).

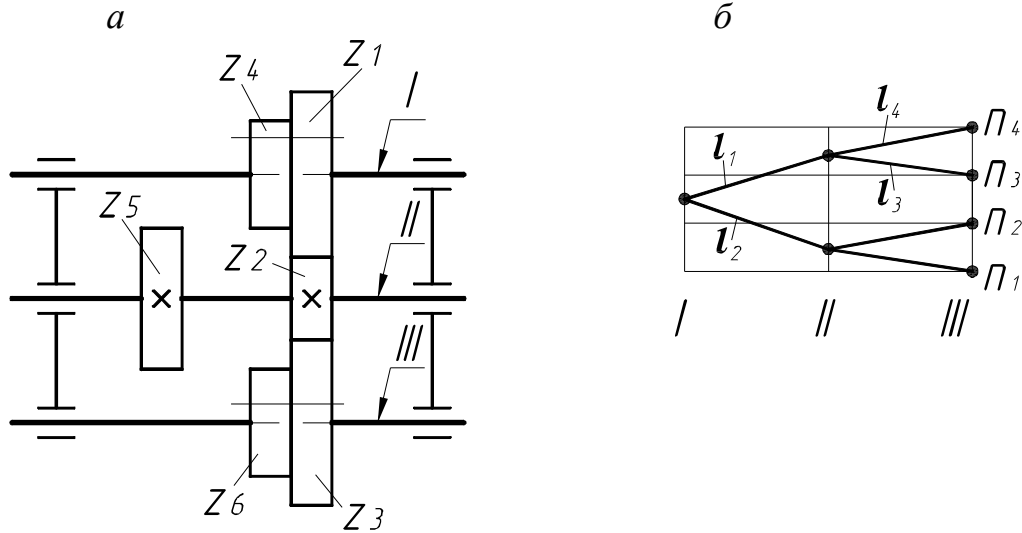


Рис. 3.24. Кинематическая схема (а) и структурная сетка (б) двух групп передач с двумя связанными колесами

Определение чисел зубьев колес таких передач возможно лишь специальными методами [24]. Рассмотрим один из них.

Пусть $i_1 = \frac{z_1}{z_2}$; $i_2 = \frac{z_4}{z_5}$; $i_3 = \frac{z_2}{z_3}$; $i_4 = \frac{z_5}{z_6}$, причем $i_1 > i_2$, $i_4 > i_3$, а формула структуры привода имеет вид $z = 2(2)2(1)$.

Коробка обеспечивает следующие передаточные отношения:

$$i'_1 = i_1 \cdot i_4, \quad i'_2 = i_1 \cdot i_3, \quad i'_3 = i_2 \cdot i_4, \quad i'_4 = i_2 \cdot i_3.$$

Выразим передаточные отношения i_2 , i_3 и i_4 через i_1 , i'_1 и ϕ :

$$i_2 = \frac{i_1}{\phi^2}; \quad i_3 = \frac{i_4}{\phi} = \frac{i'_1}{i_1 \phi}; \quad i_4 = \frac{i'_1}{i_1}. \quad (3.105)$$

Из условия сохранения суммы чисел зубьев должны соблюдаться равенства:

$$z_1 + z_2 = z_4 + z_5, \quad z_2 + z_3 = z_5 + z_6$$

или

$$z_2 (i_1 + 1) = z_5 (i_2 + 1), \quad (3.106)$$

$$z_2 \left(1 + \frac{1}{i_3}\right) = z_5 \left(1 + \frac{1}{i_4}\right). \quad (3.107)$$

Разделив (3.107) на (3.106) с учетом зависимостей (3.105), получим

$$i_1 = \varphi - \frac{\varphi + 1}{\varphi} i_1'. \quad (3.108)$$

Для определения всех передаточных отношений i_i необходимо задаться i_1' . Практически установлено, что область целесообразных решений находится при значениях i_1' , близких к $\frac{1}{3}$. Затем по формулам (3.105) находят i_2 , i_3 и i_4 . Для определения чисел зубьев всех колес следует задаться значением числа зубьев z_4 , которое является наименьшим из установленных в коробке скоростей.

Пример: Определить числа зубьев колес двух групп передач (см. рис. 3.19, а), если $\varphi = 1,26$.

Примем в соответствии с рекомендациями $i_1' = 1/3$. На основании (3.108) и (3.105) имеем: $i_1 = 1,26 - \frac{1,26 + 1}{1,26} \cdot \frac{1}{3} = 0,66$; $i_2 = \frac{0,66}{1,26} = 0,42$;

$$i_3 = \frac{0,5}{1,26} = 0,4; \quad i_4 = \frac{1}{3 \cdot 0,66} = 0,5.$$

Зададимся минимальным числом зубьев $z_4 = 18$, тогда $z_5 = z_4 / i_2 = 18 / 0,42 = 42$. Из уравнения (3.106), при $z_5 = 42$, $z_2 = 36$. Тогда $z_1 = z_2 \cdot i_1 = 36 \cdot 0,66 = 24$, $z_3 = \frac{z_2}{i_3} = \frac{36}{0,4} = 90$; $z_6 = \frac{z_5}{i_4} = \frac{42}{0,5} = 84$.

4. РАЗРАБОТКА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ СТАНКА

Разработка кинематической схемы является заключительным этапом схемотехнического проектирования станка. Она представляет собой изображение его кинематических связей с помощью установленных стандартом условных обозначений. В общем случае разработка кинематической схемы включает изображение всех исполнительных органов станка, кинематических связей их между собой (внутренних связей) и со спроектированными приводами в соответствии со структурной схемой и компоновкой станка.

При разработке кинематической схемы должно быть обеспечено выполнение зависящих от кинематики станка установленных к нему требований, в частности:

- высокая степень механизации и автоматизации станка за счет введения быстродействующих механизмов для осуществления вспомогательных движений (смены инструмента и заготовок, холостых перемещений исполнительных органов и т.д.), что обеспечивает повышение его производительности;
- необходимая кинематическая точность за счет применения точных (беззазорных) передач, механизмов выборки зазоров, коррекционных устройств и т.д., уменьшения, а при возможности исключения, количества механических передач;
- высокий КПД за счет применения коротких кинематических цепей, механических передач с высоким КПД и ограничения числа передач с низким КПД (червячных, зубчатых винтовых), возможности отключения механизмов и кинематических цепей, не участвующих в передаче движения при данной настройке станка, что особенно важно для быстроходных станков;
- высокая надежность за счет применения предохранительных устройств, исключающих потерю работоспособности деталей и узлов станка;
- технологичность конструкции за счет исключения или минимального применения менее технологичных в изготовлении и сборке передач (зубчатых конических, червячных и др.); максимального использования стандартных и унифицированных узлов и деталей;
- удобство и безопасность в наладке и обслуживании станка.

4.1. Проектирование кинематики внутренних связей

Внутренняя связь обеспечивает настройку траектории движения формообразования, поэтому основным требованием к ее кинематическим цепям является согласование с требуемой точностью движений исполнительных органов, несущих инструмент и заготовку. Это относится к вин-

торезным цепям резьбообрабатывающих станков (токарных, фрезерных, шлифовальных); зубообрабатывающих станков (фрезерных, шлифовальных, долбежных, строгальных); затыловочных станков (токарных, шлифовальных) и других станков со сложной и комбинированной структурой.

Согласование движений исполнительных органов достигается с помощью соответствующих органов настройки. В зависимости от диапазона изменения передаточного отношения органа настройки и количества требуемых настроек он может быть выполнен в виде шестеренчатой коробки передач или гитары сменных зубчатых колес. Вторым вариантом чаще применяется в станках различного назначения, так как обеспечивает более высокую кинематическую точность внутренней связи и по количеству вариантов настройки многократно превышает возможности шестеренчатых коробок. Последние применяются, например, в универсально-винторезных станках для настройки на нарезание стандартных резьб.

4.1.1. Проектирование кинематики винторезных цепей

Под винторезной цепью понимается кинематическая цепь, связывающая вращающийся и поступательно перемещающийся исполнительные органы станка, участвующие в создании винтового движения. Винторезные цепи являются обязательным компонентом резьбообрабатывающих (токарных, фрезерных, шлифовальных), зубообрабатывающих (фрезерных, шлифовальных), токарно-затыловочных и других станков. У этих станков винторезные цепи представляют собой внутренние связи кинематических групп винтового исполнительного движения. Поэтому размещенные в винторезной цепи органы настройки должны обеспечивать настройку создаваемого группой винтового движения по траектории, которая характеризуется шагом и направлением винтовой линии (правое или левое).

Настройка шага винтового движения может осуществляться гитарой сменных зубчатых колес, шестеренчатой коробкой или сочетанием этих органов настройки, а направления – реверсивным механизмом. Для повышения кинематической точности винторезной цепи реверсивный механизм часто заменяется дополнительной шестерней в гитаре сменных зубчатых колес.

Наиболее сложную структуру имеют винторезные цепи универсальных токарно-винторезных станков, что обусловлено необходимостью нарезания на одном станке различных резьб (метрических, модульных, дюймовых, питчевых, специальных) и широким диапазоном значений шага резьбы. Важно, чтобы это обеспечивалось минимальным количеством механизмов.

Обоснование структуры и проектирование кинематики винторезной цепи рассмотрим для наиболее сложного случая – универсальных токарно-винторезных станков. У этих станков данная цепь кинематически связыва-

ет между собой шпиндель и продольный суппорт, между которыми расположены органы настройки параметров резьбы (шага и направления).

Общее управление винторезной кинематической цепи имеет вид

$$T = 1 i_0 i_n t, \quad (4.1)$$

где T – шаг резьбы;

i_0 – передаточное отношение ненастраиваемых передач;

i_n – передаточное отношение органов настройки;

t – шаг тягового вала (шаг ходового винта).

В зависимости от типа резьбы ее шаг T может быть задан в мм (метрическая резьба), модулях (модульная резьба), дюймах или числе ниток на 1 дюйм (дюймовая резьба), питчах (питчевая резьба). Поэтому винторезная цепь универсального станка должна содержать орган настройки, например, в виде гитары сменных зубчатых колес для настройки станка на тип нарезаемой резьбы.

Необходимый диапазон настройки шага нарезаемых резьб часто обеспечивается двумя последовательно расположенными органами настройки, один из которых представляет собой множительный механизм, позволяющий при каждом переключении изменять шаг нарезаемой резьбы в 2 раза. С учетом изложенного необходимое значение передаточного отношения i_n в общем случае обеспечивается тремя органами настройки, т. е.

$$i_n = i_{n1} i_{n2} i_{n3}, \quad (4.2)$$

где i_{n1} – передаточное отношение гитары сменных зубчатых колес, обеспечивающей перенастройку станка на резание различных типов резьб;

i_{n2} – передаточное отношение основного механизма настройки шага резьбы;

i_{n3} – передаточное отношение множительного механизма.

Уравнение кинематической цепи при нарезании метрических резьб описывается зависимостью (4.1), из которого следует, что передаточное отношение i_n органа настройки должно изменяться прямо пропорционально шагу T нарезаемой резьбы.

Шаг модульной резьбы, выраженный в мм, составляет $T = \pi m$, где m – модуль резьбы. Уравнение винторезной цепи в этом случае имеет вид

$$\pi m = 1 i_0 i_n t, \quad (4.3)$$

т.е. значения m и i_n связаны между собой прямо пропорциональной зависимостью. Это позволяет сделать вывод о том, что для нарезания метрических и модульных резьб можно использовать одну кинематическую цепь, в которой необходимо предусмотреть орган настройки, учитывающий величину π . В универсальных токарных станках (например, моделей 1К62, 16К20 и др.) для этого служит гитара сменных зубчатых колес с переда-

точным отношением i_{n1} . Поскольку число π является иррациональным, то его значение может быть настроено только приближенно. В зависимости от требуемой точности нарезания резьбы настраивают следующие значения i_{n1} : $\frac{5 \cdot 71}{113}$; $\frac{13 \cdot 29}{4 \cdot 30}$; $\frac{19 \cdot 21}{127}$; $\frac{22}{27}$ [22].

В специальных станках, для исключения необходимости настройки значения π , шаг t ходового винта винторезной цепи принимается кратным π , что повышает ее кинематическую точность за счет исключения соответствующего органа настройки.

Шаг дюймовой резьбы, выраженный в мм, составляет $T = \frac{25,4}{k}$, где k – число ниток на 1''.

Следовательно, в этом случае уравнение (4.1) имеет вид

$$\frac{25,4}{k} = 1 i_0 i_{n1} i_{n2} i_{n3} t . \quad (4.4)$$

Из (4.4) следует, что значение i_n передаточного отношения органа настройки обратно пропорционально величине k , поэтому движение через этот орган настройки должно передаваться в обратном направлении, чем при нарезании метрической и модульной резьбы. Число 25,4 учитывается с помощью одиночных передач, передаточное отношение которых, в зависимости от допускаемой погрешности шага нарезаемой резьбы, составляет: $\frac{127}{5}$; $\frac{40 \cdot 40}{7 \cdot 9}$; $\frac{18 \cdot 24}{17}$; $\frac{11 \cdot 30}{13}$ [22].

Шаг питчевой резьбы, выраженной в мм, составляет $T = \frac{\pi \cdot 25,4}{p}$, где p – диаметральный питч. Тогда

$$\frac{\pi \cdot 25,4}{p} = 1 i_0 i_n t . \quad (4.5)$$

Из (4.5) следует, что связь между величинами i_n и p такая же, как в предыдущем случае между i_n и k , поэтому при нарезании питчевой резьбы можно использовать ту же цепь, что для дюймовой резьбы. Наличие в (4.5) числа π требует настройки i_{n1} , как при нарезании модульной резьбы.

Принципиальная кинематическая схема винторезной цепи с указанными органами настройки изображена на рис. 4.1. Она содержит:

– одиночные передачи, которые представлены парой зубчатых колес $z_1 - z_2$; гитару сменных зубчатых колес $\frac{a}{b} \frac{c}{d}$ (обеспечивает настройку передаточного отношения i_{n1});

– механизм с шестеренчатым конусом для настройки передаточного отношения $i_{H2} = \frac{z_K}{z_C}$ при нарезании метрических и модульных резьб или

$i_{H2} = \frac{z_C}{z_K}$ при нарезании дюймовых и питчевых резьб;

– множительный механизм i_M для расширения диапазона шагов резьб, настраиваемых механизмом с шестеренчатым конусом;

– винтовое тяговое устройство с шагом t ;

– элементы переключения кинематических цепей в виде заблокированных зубчатого колеса z_3 и блока зубчатых колес $z_8 - z_9$.

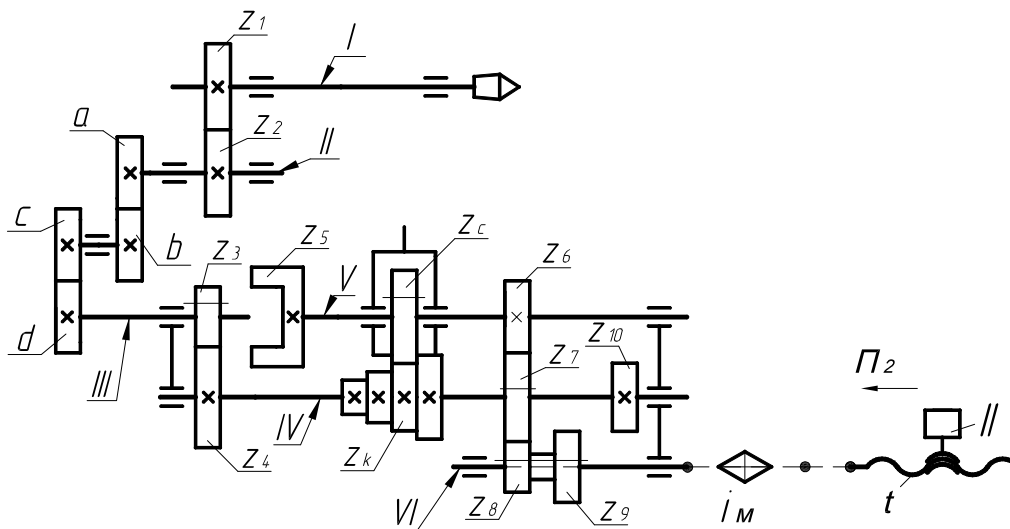


Рис. 4.1. Принципиальная кинематическая схема винторезной цепи

На рис. 4.1 указанные выше переключаемые элементы винторезной цепи показаны в положении, при котором шестеренчатый конус является ведущим и осуществляется нарезание метрической или модульной резьбы.

Для нарезания дюймовой или питчевой резьбы зубчатое колесо z_3 необходимо ввести в зацепление с зубчатым колесом z_5 внутреннего зацепления, а также ввести в зацепление зубчатые колеса z_{10} и z_9 .

В рассмотренной и аналогичной схемах кинематические параметры механизмов с передаточными отношениями i_{H2} и i_{H3} рекомендуется определять следующим образом. Все заданные значения шага нарезаемой резьбы разбиваются на группы так, чтобы значения шага резьбы в соседних группах различались в 2 раза. Тогда настройка шага резьбы в каждой группе осуществляется основным механизмом с передаточным отношением i_{H2} , а переход от одной группы шагов к другой – множительным механизмом i_{H3} .

Для обеспечения возможности нарезания всех типов резьбы основной механизм настройки шага должен обеспечивать передачу движения в прямом и обратном направлениях. Так, если в качестве основного механизма использовать механизм с шестеренчатым конусом, то при нарезании метрической и модульной резьбы шестеренчатый конус должен быть ведущим, а при нарезании дюймовой и питчевой – ведомым.

Множительный механизм состоит из групповых зубчатых передач, при каждом переключении которых передаточное отношение механизма изменяется в 2 раза. Для расширения диапазона значений шага нарезаемой резьбы, кроме множительного механизма, можно использовать передачи привода вращения шпинделя, что характерно для универсальных токарно-винторезных станков. В этом случае в винторезную цепь входит участок кинематической цепи вращения шпинделя. Принадлежащие этому участку передачи образуют «звено увеличения шага».

Пример. Спроектировать винторезную цепь токарного станка для нарезания метрических резьб со следующими стандартными значениями шага T (мм): 1,0; 1,25; 1,5; 1,75; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,0; 5,5; 6,0; 7,0; 8,0; 9,0; 10,0; 11,0; 12,048,0. Винторезная цепь оснащена механизмом с шестеренчатым конусом, множительным механизмом и ходовым винтом, шаг которого $t = 12$ мм.

Заданную последовательность шагов резьбы можно разделить на 6 групп (таблица 4.1). Возможны и другие варианты распределения. Для группы ($T = 7 - 12$ мм) принимаем передаточное отношение множительного механизма $i_{н1} = 1$, тогда для остальных групп значение $i_{н1}$ назначается в соответствии с соотношением значений шага резьбы в группах.

Таблица 4.1

Зависимость параметров органов настройки от шага нарезаемой резьбы

$i_{н1}$	1/8	1/4	1/2	1	2	4
z_k						
28	-	1,75	3,5	7	14	28
32	1	2	4	8	16	32
36	-	-	4,5	9	18	36
40	1,25	2,5	5	10	20	40
44	-	-	5,5	11	22	44
48	1,5	3	6	12	24	48

Передаточное отношение i_k механизма с шестеренчатым конусом, когда последний является ведущим, составляет $i_k = z_k / z_c$, где z_k – число зубьев шестеренчатого конуса, z_c – число зубьев скользящего колеса. Так

как $i_k = CT$, где C – коэффициент пропорциональности, то $z_k = C_1 T$. Следовательно, для определения чисел зубьев колес шестеренчатого конуса необходимо значения шагов T любой группы умножить на коэффициент C_1 , значение которого принимается таким, чтобы расчетное значение z_k было не меньше минимального допустимого значения $[z_k]_{\min}$, т. е.

$$C_1 > \frac{[z_k]_{\min}}{T_{\min}}, \quad (4.6)$$

где T_{\min} – минимальное значение шага резьбы в рассматриваемой группе шагов.

Пусть $[z_k]_{\min} = 24$. Принимаем для расчета z_k группу, у которой $T_{\min} = 7$ мм. Тогда в соответствии с (4.6) $C_1 = 4$. Произведение значений C_1 и шага резьбы, указанных в группе с $T_{\min} = 7$ мм, определяет число зубьев шестеренчатого конуса, приведенных в первом столбце табл. 4.1. Для уменьшения габаритов механизма число зубьев скользящего колеса z_c обычно принимается равным или близким к минимальному числу зубьев шестеренчатого конуса. В рассматриваемом примере $z_c = z_{k\min} = 28$.

Числа зубьев шестерен гитары сменных зубчатых колес рекомендуется выбирать исходя из двух условий:

– во-первых, отношение $\frac{i'_{n_1}}{i''_{n_1}}$, где i'_{n_1} (i''_{n_1}) – передаточное отношение

этой гитары при нарезании модульных (метрических) резьб, должно быть пропорционально числу π , т. е. $i'_{n_1} / i''_{n_1} = \pi C$;

– во-вторых, желательно, чтобы передаточное отношение гитары в обоих случаях было близко к единице, что обеспечивает большую плавность ее работы.

Второе условие выполняется, если $C < 1$. Поэтому на практике значение C часто принимают равным $0,5\pi$ или $0,25\pi$. Например, в станке модели 1К62 $i'_{n_1} / i''_{n_1} = 0,25\pi$, так как $i'_{n_1} = \frac{64}{95} \cdot \frac{95}{97}$, а $i''_{n_1} = \frac{42}{95} \cdot \frac{95}{50}$ [22]. При $C = 0,25\pi$ винторезная цепь, настроенная, например, на нарезание метрической резьбы с шагом $T = 4$ мм, обеспечивает при перенастройке гитары на значение i''_{n_1} нарезание модульной резьбы, шаг которой, выраженный в модулях, равен 1, а в миллиметрах – π .

Передаточное отношение i_0 постоянных передач определяется из уравнения (4.1), составленного для кинематической цепи, настроенной на нарезание резьбы определенного шага T :

$$i_0 = \frac{T}{i_{n1} i_{n2} i_{n3} t}, \quad (4.7)$$

где i_{n2}, i_{n3} принимаются в соответствии с заданным шагом резьбы (см. табл. 4.1).

Принимаем $i_{n1} = \frac{42}{50}$. Пусть $T = 1$ мм, тогда $i_{n2} = \frac{32}{28}$; $i_{n3} = \frac{1}{8}$;
 $i_0 = 1 / \frac{42}{50} \frac{32}{28} \frac{1}{8} = \frac{25}{36}$. Для обеспечения $i_0 = \frac{25}{36}$ достаточно одной передачи.

Из конструктивных соображений в цепь нарезания метрических и модульных резьб (см. рис. 4.1) включены три ненастраиваемые передачи: $\frac{z_1}{z_2}, \frac{z_6}{z_7},$

$\frac{z_7}{z_8}$, общее передаточное отношение которых $i_0 = \frac{z_1}{z_2} \frac{z_6}{z_7} \frac{z_7}{z_8} = \frac{25}{36}$. Если при-

нять $\frac{z_1}{z_2} = 1$, то равенство $\frac{z_6}{z_7} \frac{z_7}{z_8} = \frac{25}{36}$ обеспечивается при $z_6 = 25$ и $z_8 = 36$

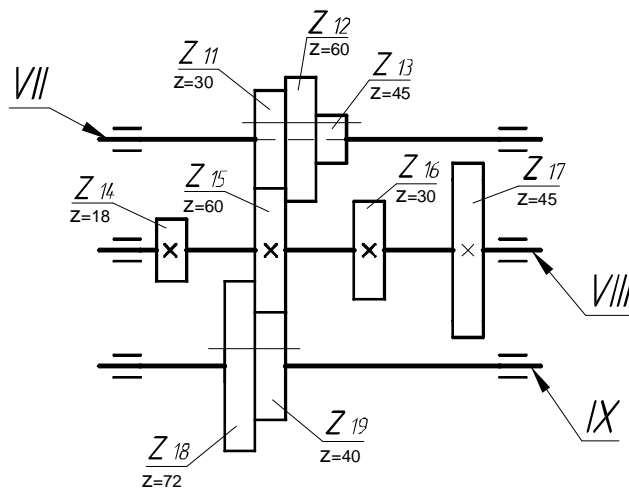


Рис. 4.2. Кинематическая схема множительного механизма

или пропорциональных им числах зубьев указанных шестерен. Число зубьев паразитного колеса z_7 не влияет на величину i_0 и поэтому принимается из конструктивных соображений.

Множительный механизм, обеспечивающий шесть указанных в табл. 4.1 значений передаточных отношений, должен содержать две последовательно расположенные групповые передачи, так как передаточное отношение $i = 1/8$ нельзя обеспечить одной

групповой передачей. Кинематическая схема множительного механизма представлена на рис. 4.2.

Он содержит между валами VII – VIII три передачи: $\frac{z_{11}}{z_{15}} = \frac{30}{60}$;
 $\frac{z_{12}}{z_{16}} = \frac{60}{30}$; $\frac{z_{13}}{z_{17}} = \frac{45}{45}$ и между валами VIII – IX – две передачи: $\frac{z_{14}}{z_{18}} = \frac{18}{72}$;

$\frac{z_{15}}{z_{19}} = \frac{60}{30}$, которые позволяют настроить шесть приведенных в таблице значений передаточного отношения i_{H3} .

Аналогично проектируются винторезные цепи для нарезания дюймовой и питчевой резьбы.

Для повышения жесткости вместо механизма с шестеренчатым конусом применяют механизм с подвижными блоками зубчатых колес. Такое решение использовано, например, в токарно-винторезном станке модели 16К20. На рис. 4.3 приведена кинематическая схема механизма, заменяющего механизм с шестеренчатым конусом в схеме по рис. 4.1. При нарезании метрической и модульной резьбы ведущими являются зубчатые колеса, установленные на валу IV, а при нарезании дюймовых и питчевых резьб – колеса на валу V. Переключение осуществляется синхронным перемещением зубчатого колеса z_3 и блока $z_{34} - z_{35}$.

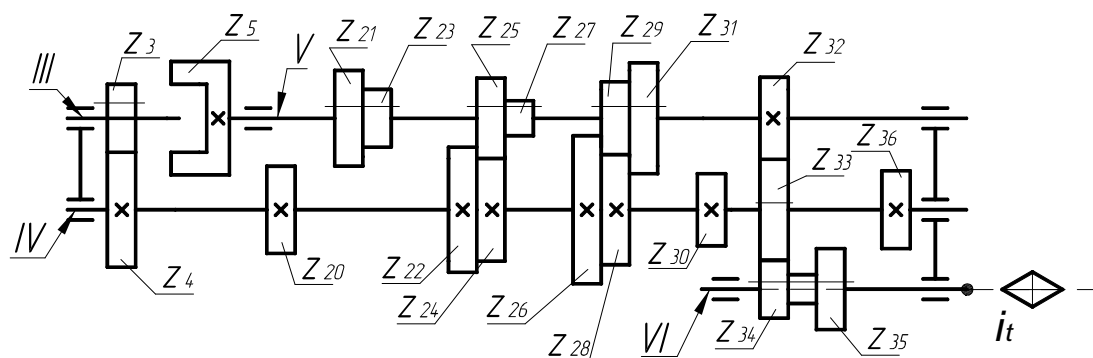


Рис. 4.3. Кинематическая схема участка винторезной цепи с множительным механизмом

Данный механизм обеспечивает настройку передаточного отношения i_{H2} в уравнении (4.1). Из этого уравнения следует, что

$$i_{H2} = \frac{T}{i_0 i_{H1} i_{H3} t} \quad (4.8)$$

Полагая, как в предыдущем случае, $i_0 = \frac{25}{36}$, $i_{H1} = \frac{42}{50}$, $t = 12$ мм, из выражения (4.8) можно определить варианты настройки рассматриваемого механизма для получения значений шага нарезаемой резьбы, для каждой из указанных в таблице групп. Для группы $T = 7 - 12$ мм $i_{H1} = 1$, поэтому

$$i_{H2} = T/7. \quad (4.9)$$

В соответствии с (4.9) при значениях шага нарезаемой резьбы 7, 8, 9, 10, 11 и 12 мм передаточное отношение i_{n2} должно иметь соответственно значения 1, 8/7, 9/7, 10/7, 11/7 и 12/7, исходя из которых определяются числа зубьев колес между валами IV, V.

4.1.2. Проектирование цепей обката зубообрабатывающих станков

С помощью цепи обката в любом зубообрабатывающем станке воспроизводится определенное зубчатое зацепление:

- червячное – в станках, работающих червячными режущими инструментами (зубофрезерные, зубошлифовальные и др.);
- зацепление двух зубчатых колес – в зубодолбежных станках, станках для зуботочения и др.;
- зацепление двух конических зубчатых колес – в станках для нарезания конических зубчатых колес;
- реечное – в зубошлифовальных станках, работающих дисковым абразивным инструментом; в зубофрезерных при нарезании червячных колес методом осевого (тангенциального) врезания; рейко-долбежных, долбежно-реечных и др.

Вид воспроизводимого зацепления является одним из основных факторов, определяющих структуру и параметры проектируемой цепи. Рассмотрим данную задачу на примере проектирования цепи обката для воспроизведения червячного зацепления.

Кинематическая цепь обката данного вида имеет типовую структуру, общую для зубофрезерных и зубошлифовальных станков, работающих червячными режущими инструментами (фрезы, шеверы, абразивные круги). Она включает (см. рис. 2.11) расположенные между инструментальным шпинделем и столом ненастраиваемые и настраиваемые (одну или две гитары сменных зубчатых колес). В станках с дифференциальной структурой цепь обкатки содержит также суммирующий механизм (см. рис. 2.7) для параллельного соединения кинематических групп профилирования и подачи.

Уравнение кинематической цепи обката рассматриваемого типа имеет вид

$$\frac{k}{z} = 1 i_o i_n, \quad (4.10)$$

где z – число нарезаемых зубьев;

k – число заходов инструмента;

i_o – передаточное отношение ненастраиваемых передач;

i_n – передаточное отношение органов настройки.

На основании (4.10) формула настройки имеет вид

$$i_n = C \frac{k}{z}, \quad (4.11)$$

где $C = \frac{1}{i_0}$ – постоянная кинематической цепи обката.

При проектировании цепи обката значение C принимается таким, чтобы расчетное значение передаточного отношения органа настройки не превышало его допустимое значение. Гитара обката зубообрабатывающих станков обычно имеет две пары сменных зубчатых колес, поэтому ее передаточное отношение не должно быть больше 4. У многих моделей универсальных зубофрезерных и зубошлифовальных станков $C = 24$, так как минимальное число зубьев у обрабатываемых на них зубчатых колес, звездочек и шлицев не меньше 6.

Для обеспечения требуемого диапазона настройки передаточного отношения цепи обката универсальных зубофрезерных станков ее часто снабжают двумя гитарами сменных зубчатых колес, одна из которых содержит две, а вторая – одну пару сменных зубчатых колес. В этом случае

$i_n = i_{n1} \cdot i_{n2}$, где $i_{n1} = \frac{a \cdot c}{b \cdot d}$; $i_{n2} = \frac{e}{f}$; a, b, c, d, e, f – числа зубьев сменных

зубчатых колес. Вторая гитара, как правило, используется при настройке станка редко, так как служит для расширения диапазона значений нарезаемых зубьев с целью обработки колес с большим числом зубьев (обычно более 100).

Для обеспечения плавности движения вращения стола осуществляется червячной передачей, передаточное отношение которой принимается обычно в диапазоне $1/50 - 1/150$, а в высокоточных станках и меньше. Например, в станке модели 543 оно равно $1/360$ [19]. Для повышения кинематической точности цепи обкатки часто применяется беззазорная цилиндрическая передача для вращения инструментального шпинделя и беззазорная или с регулируемым зазором червячная передача для вращения стола (см. п. 4.2).

В обоснованных случаях в цепь обкатки вводят коррекционное устройство (станок модели 543), позволяющее повысить ее кинематическую точность за счет дополнительного поворота стола от этого устройства. Дополнительный поворот стола, приводимого во вращение червячной передачей, создается перемещением чер-

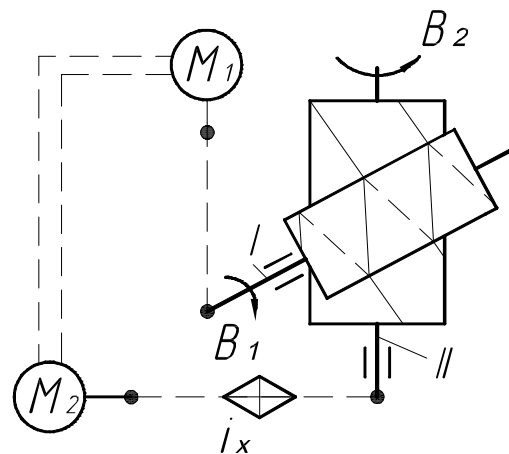


Рис. 4.4. Структурная схема цепи обката зубошлифовального станка с синхронными двигателями

вяка этой передачи вдоль его оси с помощью копира (кулачка) коррекционного устройства.

Для уменьшения протяженности и тем самым кинематической погрешности применяются цепи обкатки электромеханического типа. Такая цепь, снабжена, например, двумя электрически связанными синхронными электродвигателями (рис. 4.4), один из которых (M_1) обеспечивает вращение инструментального шпинделя I , а другой (M_2) – стола II через орган настройки i_x со сменными зубчатыми колесами. Таким образом, внешняя связь кинематической группы $\Phi_v(B_1B_2)$ совмещена с внутренней связью – цепью обкатки. Такую цепь обкатки имеет, например, зубошлифовальный полуавтомат модели 5В832, у которого орган настройки i_x выполнен в виде двух последовательно расположенных гитар сменных зубчатых колес.

В станках с ЧПУ указанный на рис. 4.4 орган настройки i_x отсутствует, а согласование вращательных движений инструмента и заготовки обеспечивается системой управления. По этому принципу выполнены цепи обката зубофрезерных, зубодолбежных и других зубообрабатывающих станков с ЧПУ, воспроизводящие движение формообразования $\Phi(B_1B_2)$. При применении встраиваемых двигателей кольцевого типа в этом случае полностью исключаются механические передачи между двигателем и исполнительным органом, так как роторы двигателей, выполненные в форме кольца, устанавливаются непосредственно на шпинделях I и II .

Аналогично с помощью линейных электродвигателей устраняются механические передачи при осуществлении прямолинейного движения исполнительного органа в цепях обката, воспроизводящих реечное зацепление движением формообразования $\Phi(B_1П_2)$, поскольку неподвижная и подвижная части двигателя крепятся соответственно к неподвижному и подвижному звеньям исполнительной пары, например, к станине и столу станка.

В общем случае при проектировании кинематических цепей внутренних связей следует учитывать следующие рекомендации [30]:

- для уменьшения суммарной погрешности количество звеньев, входящих в кинематическую цепь, должно быть минимальным;
- передаточные отношения передач должны уменьшаться в направлении от ведущего звена к исполнительному звену кинематической цепи;
- не следует применять повышающие передачи из-за увеличения суммарной погрешности, а также многозаходные червячные передачи, которые обладают дополнительными погрешностями по сравнению с однозаходными;
- диаметр зубчатых и червячных колес, приводящих во вращение исполнительные органы (шпиндели, столы), должен быть больше диаметра обрабатываемых заготовок или инструментов;

- сменные зубчатые колеса органов настройки желательно брать по возможности большего диаметра, так как они имеют меньшие угловые погрешности;
- не следует применять зубчатые колеса со смещением исходного контура (с коррегированным зацеплением);
- в особо точных станках возможно применение зубчатых колес с углом зацепления, равным 15° .

4.2. Обеспечение точности кинематических цепей

Обеспечение точности перемещений исполнительных органов и соотношения их скоростей в сложных движениях формообразования связано с повышением точности кинематических цепей. Она зависит от точности изготовления их элементов – зубчатых и червячных колес, червяков, ходовых винтов, деталей моментопередающих соединений «вал – втулка» и т. д. Наличие зазоров в зубчатых, червячных и винтовых передачах, шлицевых и шпоночных соединениях является причиной погрешности позиционирования исполнительного органа станка и неодинаковых его перемещений в прямом и обратном направлениях, что недопустимо, например, в станках с ЧПУ. Погрешность шага ходового винта или зубчатой рейки обуславливает неравномерность и неточность перемещения исполнительного органа.

В станках со сложными исполнительными движениями (зубо- и резьбообрабатывающие, затыловочные станки) указанные погрешности определяют кинематическую погрешность станка – погрешность согласования скоростей элементарных движений, образующих сложное исполнительное движение.

Погрешность Δ_j перемещения исполнительного органа станка, обусловленная погрешностью S_j j -того звена кинематической цепи, определяется зависимостью

$$\Delta_j = S_j i, \quad (4.12)$$

где i – передаточное отношение кинематической цепи между j -тым элементом и исполнительным органом.

Из (4.12) следует, что погрешность промежуточного звена кинематической цепи трансформируется в погрешность перемещения исполнительного органа пропорционально указанному передаточному отношению. В этой связи важно, чтобы кинематические цепи внутренних связей содержали понижающие передачи, а передачи с минимальным передаточным отношением располагались в конце кинематической цепи. По этому прин-

цепи построены, например, кинематические цепи обкатки зубообрабатывающих станков, заканчивающиеся обычно червячной передачей, которая многократно снижает влияние на кинематическую точность погрешностей остальных передач кинематической цепи.

Суммарная погрешность кинематической цепи определяется как вероятностная сумма отдельных погрешностей Δ_j с учетом законов их распределения.

Кроме повышения точности изготовления и сборки всех деталей и их соединений, входящих в кинематическую цепь, применения регулировочных устройств, основными путями обеспечения кинематической точности являются:

- устранение влияния зазоров в соединениях на величину перемещения исполнительного органа в прямом и обратном направлениях;
- применение беззазорных передач;
- применение коррекционных устройств;
- автоматическая компенсация погрешностей.

Устранение влияния зазоров на кинематическую точность. Устранение влияния зазоров на кинематическую точность в зубчатых, червячных и шлицевых соединениях достигается *нераскрытием* этих зазоров. Для этого конечное звено кинематической цепи нагружают дополнительно механическим, гидравлическим или иным устройством, обеспечивающим одностороннее замыкание контактирующих элементов (зубьев колес, боковых поверхностей шлицев) независимо от направления движения. Например, в некоторых моделях зубошлифовальных и зубофрезерных станков, работающих червячным инструментом, стол станка нагружают гидравлическим устройством (гидромотором, работающим как гидротормоз).

В приводах подач с зубчато-реечным тяговым устройством для нераскрытия зазоров применяют разветвление кинематической цепи (рис. 4.5, а) или два электродвигателя, один из которых выполняет функцию тормоза (рис. 4.5, б).

Зубчато-реечное тяговое устройство (см. рис. 4.5, а) состоит из рейки 1, в зацеплении с которой находятся зубчатые колеса 2 и 3. Они являются конечными звеньями двух ветвей кинематической цепи подач между валом 1 и рейкой 1. Колесо 2 связано с валом 1 через передачи 4 – 5 – 6 – 7, а колесо 3 передачами 8 – 9 – 10 – 11. Косозубые колеса 4 и 8 имеют разнонаправленные зубья, поэтому при перемещении вала 1 посредством гидроцилиндра 12 колеса 5, 9 и связанные с ними колеса 2, 3 поворачиваются в разные стороны. Благодаря этому обеспечивается выборка зазоров между рейкой 1 и зубчатыми колесами 2, 3.

Конструкция зубчато-реечной передачи (рис. 4.5, б) основана на применении двух двигателей M_1 и M_2 , первый из которых связан с зубчатым колесом 2, а другой – с колесом 3. Перемещение исполнительного органа может осуществляться любым из этих двигателей, при этом одновременно второй двигатель выполняет функцию тормоза, что позволяет выбрать зазоры в зацеплении рейки 1 с колесами 2 и 3.

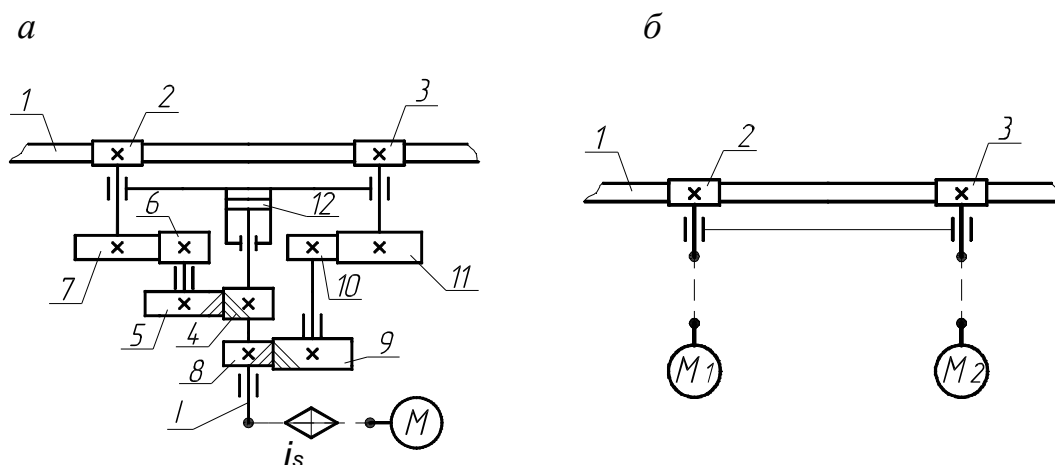


Рис. 4.5. Схема механизмов с беззазорным зубчато-реечным тяговым устройством:
а – с одним двигателем; б – с двумя двигателями

Применение беззазорных передач. Беззазорные зубчатые и червячные передачи основаны на введении в конструкцию дополнительного зацепления, для обеспечения контакта зубьев ведущего и ведомого элементов по обеим боковым сторонам. В цилиндрической прямозубой зубчатой передаче (рис. 4.6, а) одно из колес имеет два венца 1 и 2 с одинаковым числом зубьев, из которых 1 установлен на валу жестко, а 2 – с возможностью поворота и связан с венцом 1 упругими элементами (пружинами) для поворота венцов относительно друг друга. Благодаря этому зубья венца 1 контактируют с зубьями колеса 3 с одной, а зубья венца 2 – с другой из их боковых поверхностей. В результате в целом зубчатая передача является беззазорной.

В случае косозубой передачи (рис. 4.6, б) венец 2 установлен на валу с возможностью перемещения посредством пружины 4. Благодаря винтовой форме зубьев обеспечивается контакт в зацеплении одновременно по обеим поверхностям зубьев.

В конструкции (рис. 4.6, в) зубчатые колеса 1 и 2 имеют различное количество зубьев z_1 и z_2 . При вращении колеса 1 с определенной частотой

через зацепление $\frac{z_1 z_3}{z_3 z_2}$ колесо 2 получает вращение с иной частотой, чем

колесо 1. Под действием пружины 4 между колесами 1 и 2 возникает тормозной момент, благодаря которому устраняются зазоры в передаче. Такая конструкция цилиндрической передачи используется, например, для привода инструментального шпинделя в ряде моделей зубофрезерных станков производства Витебского станкостроительного завода «Вистан».

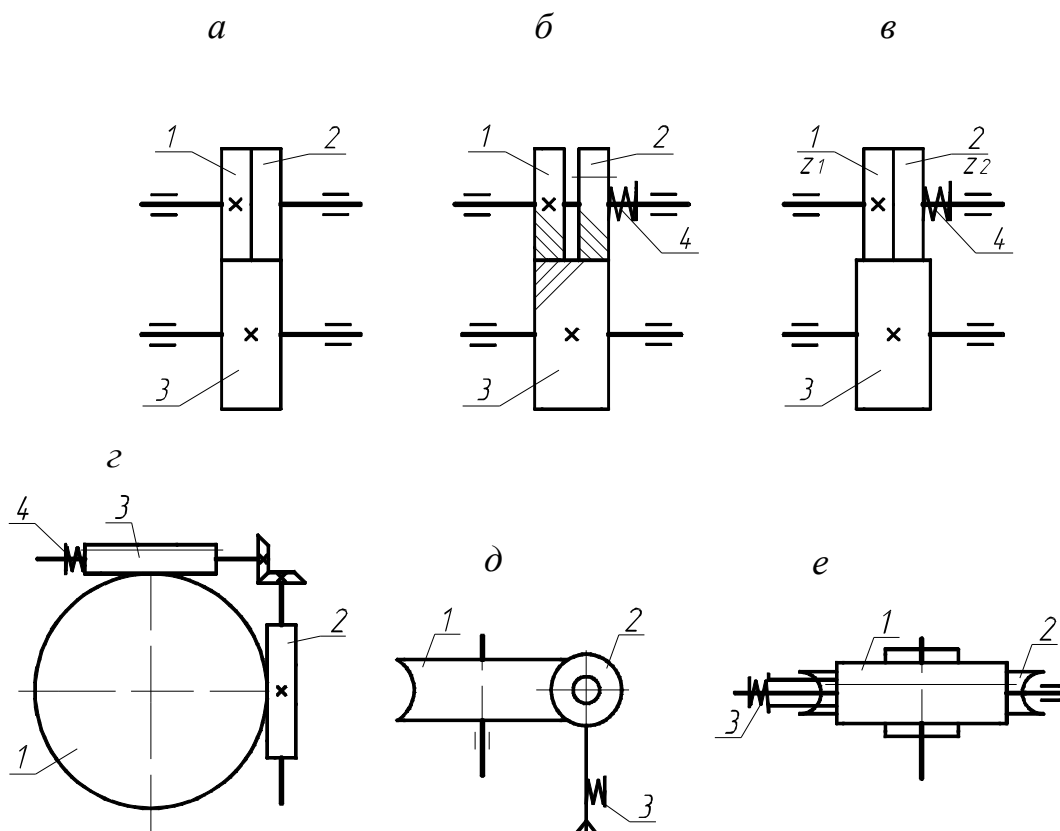


Рис. 4.6. Схемы беззазорных передач:
а, б, в – цилиндрических; г, д, е – червячных

Червячная передача (рис. 4.6, г) имеет два червяка 2 и 3, входящих в зацепление с червячным колесом 1. Червяк 3 установлен на валу с возможностью перемещения под действием пружины 4 или гидроцилиндра, благодаря чему червячная передача является беззазорной при любом направлении вращения колеса 1, связанного со столом станка. Такая конструкция червячной передачи применяется, например, в карусельно-фрезерных станках.

В конструкции червячной передачи (рис. 4.6, д, е) выборка зазоров между зубьями червяка 2 и червячного колеса 1 обеспечивается за счет пружины 3. Червяк в передаче (рис. 4.6, е) имеет переменную толщину

витков за счет разного шага их боковых поверхностей. Поэтому при перемещении червяка вдоль его оси в передаче устраняются зазоры. При отсутствии пружины 3 зазор в зацеплении регулируют перемещением червяка в осевом направлении за счет изменения толщины компенсатора. Такая конструкция червячной передачи часто применяется в делительных парах зубофрезерных станков, например, производства Витебского станкостроительного завода «Вистан».

Наличие упругого элемента в рассмотренных конструкциях позволяет компенсировать погрешности изготовления элементов передачи, температурные и другие деформации.

В винтовых тяговых устройствах устранение зазоров обеспечивается при применении передачи винт-гайка качения, которая является основной для станков с ЧПУ. Благодаря предварительному натягу зазор в такой передаче не образуется и под нагрузкой.

Эффективным методом устранения зазоров между зубчатым колесом и валом является применение вместо шлицевых и шпоночных профильных моментопередающих соединений [8]. Такие соединения с равноосным, синусоидальным и другими контурами обладают свойством самоцентрирования под нагрузкой, при этом соединение с зазором переходит в соединение с натягом. Благодаря этому при работе передачи исключается относительное перемещение ее деталей, в результате, кроме повышения точности, увеличивается их долговечность, уменьшаются шум и вибрации.

Применение коррекционных устройств. Коррекционное устройство служит для сообщения исполнительному органу станка дополнительного перемещения, обеспечивающего компенсацию кинематической погрешности. Такие устройства применяются в резбонарезных, резьбошлифовальных, зубообрабатывающих и других станках. Они могут быть механического или электромеханического типа.

Программа работы устройства определяется законом изменения кинематической погрешности, который фиксируется с помощью программносителя. В устройствах механического типа, которые получили широкое применение, программноситель представляет собой коррекционную (копирную) линейку или кулачок, профиль которых в

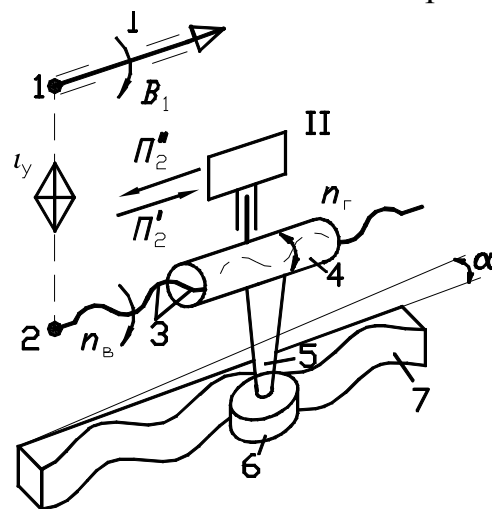


Рис. 4.7. Коррекционное устройство на базе замкнутого суммирующего механизма типа винт-гайка

увеличенном масштабе отражает погрешность кинематической цепи.

Коррекционные устройства чаще выполняются на базе замкнутых суммирующих механизмов. Для компенсации кинематической погрешности винторезной цепи коррекционное устройство основано обычно на замкнутом суммирующем механизме типа винт-гайка (рис. 4.7). Отличительной особенностью винторезной цепи между шпинделем I и суппортом II является специальная конструкция тягового устройства и наличие коррекционной линейки 7, которая служит для сообщения гайке 4 поворота n_g . Для этого гайка снабжена рычагом 5 с копирующим роликом 6, который прижимается пружиной к линейке 7.

При сообщении шпинделю I вращения B_1 по винторезной цепи $1 - i_y - 2$ ходовой винт 3 получает вращение с частотой n_g . В результате гайка 4 и связанный с ней суппорт II получают поступательное перемещение Π_2' , скорость которого $S' = n_g t$, где t – шаг ходового винта.

Ролик 6, контактируя с криволинейной поверхностью линейки 7, через рычаг 5 сообщает гайке 4 поворот n_g , который преобразуется в дополнительное перемещение Π_2'' суппорта со скоростью $S'' = n_g t$. Следовательно, результирующее перемещение суппорта II составляет $\Pi_2 = \Pi_2' + \Pi_2''$ и осуществляется со скоростью $S = S' \pm S''$. За счет дополнительного перемещения Π_2'' , функционально связанного с перемещением Π_1 суппорта, компенсируется кинематическая погрешность винторезной цепи.

Профиль коррекционной линейки 7 определяется исходя из суммарной погрешности винторезной цепи, которую измеряют с помощью эталонной винтовой пары или иным устройством, с учетом конструктивных параметров рычажной системы коррекционного устройства. Такая конструкция коррекционного устройства часто применяется в токарных резьбо-нарезных и резьбошлифовальных станках.

В зубообрабатывающих станках с помощью коррекционного устройства столу с заготовкой сообщается дополнительное вращение для компенсации погрешности соответствующей кинематической цепи. Программно-носитель коррекционного устройства выполняется для этих станков в виде кулачка, который вращается синхронно со столом [19]. От данного кулачка через суммирующий механизм стол получает дополнительное вращение. Суммирующий механизм может быть планетарного или червячного типов. От кулачка в первом случае сообщается поворот одному из ведущих звеньев планетарного механизма, а во втором – осевое перемещение червяка, что вызывает дополнительный поворот связанного со столом червячного колеса. На этом принципе основано, например, коррекционное устройство высокоточного зубофрезерного станка модели 543.

Автоматическая компенсация погрешностей. Недостатком коррекционных устройств является то, что они функционируют по жесткой программе, заданной копирной линейкой или кулачком, и не позволяют компенсировать случайные (например, тепловые) погрешности, а также погрешности, возникающие в результате эксплуатации станка. Этому недостатку лишены устройства, основанные на принципе автоматического регулирования. В этом случае корректировка движения исполнительного органа осуществляется не по заранее заданной программе, а на основе измерения рассогласования его скорости (перемещения), которое как входной сигнал поступает в систему, обрабатывающую поправку в движении исполнительного органа. Для измерения рассогласования движений применяются высокочувствительные датчики электронного или оптического типа, а дополнительные перемещения исполнительных органов осуществляются посредством суммирующих механизмов или приводов микроперемещений.

4.3. Обеспечение ускоренных перемещений исполнительных органов

В цикле работы станка исполнительные органы совершают рабочие и ускоренные перемещения, что должно обеспечиваться его кинематикой. В практике проектирования станков используются следующие основные варианты решения этой задачи.

Применение регулируемого общего двигателя. Рабочие и ускоренные перемещения исполнительного органа 4 (рис. 4.8, а) осуществляются от двигателя M , который должен обладать необходимым диапазоном регулирования. Этому условию удовлетворяют шаговые и высокомоментные электродвигатели, которые широко применяются в приводах подач станков с ЧПУ, а также линейные двигатели.

Диапазон регулирования частоты вращения высокомоментных двигателей достигает 10000 при номинальной частоте вращения 1000 мин^{-1} . При шаге ходового винта, равном 10 мм, такой привод обеспечивает перемещение исполнительного органа станка со скоростью от 1 мм/мин до 10 м/мин, что удовлетворяет требованиям и техническим характеристикам современных станков. В этом случае электродвигатель соединяется с тяговым устройством 3 или через муфту или одиночные передачи 1 – 2 (см. рис. 4.8, а), необходимые для обеспечения требуемой редукации между двигателем и тяговым устройством.

Для повышения жесткости в современных конструкциях приводов подачи двигатель часто соединяют не с ходовым винтом, а с гайкой. В

этом случае она размещается в роторе электродвигателя, а неподвижный ходовой винт проходит через него.

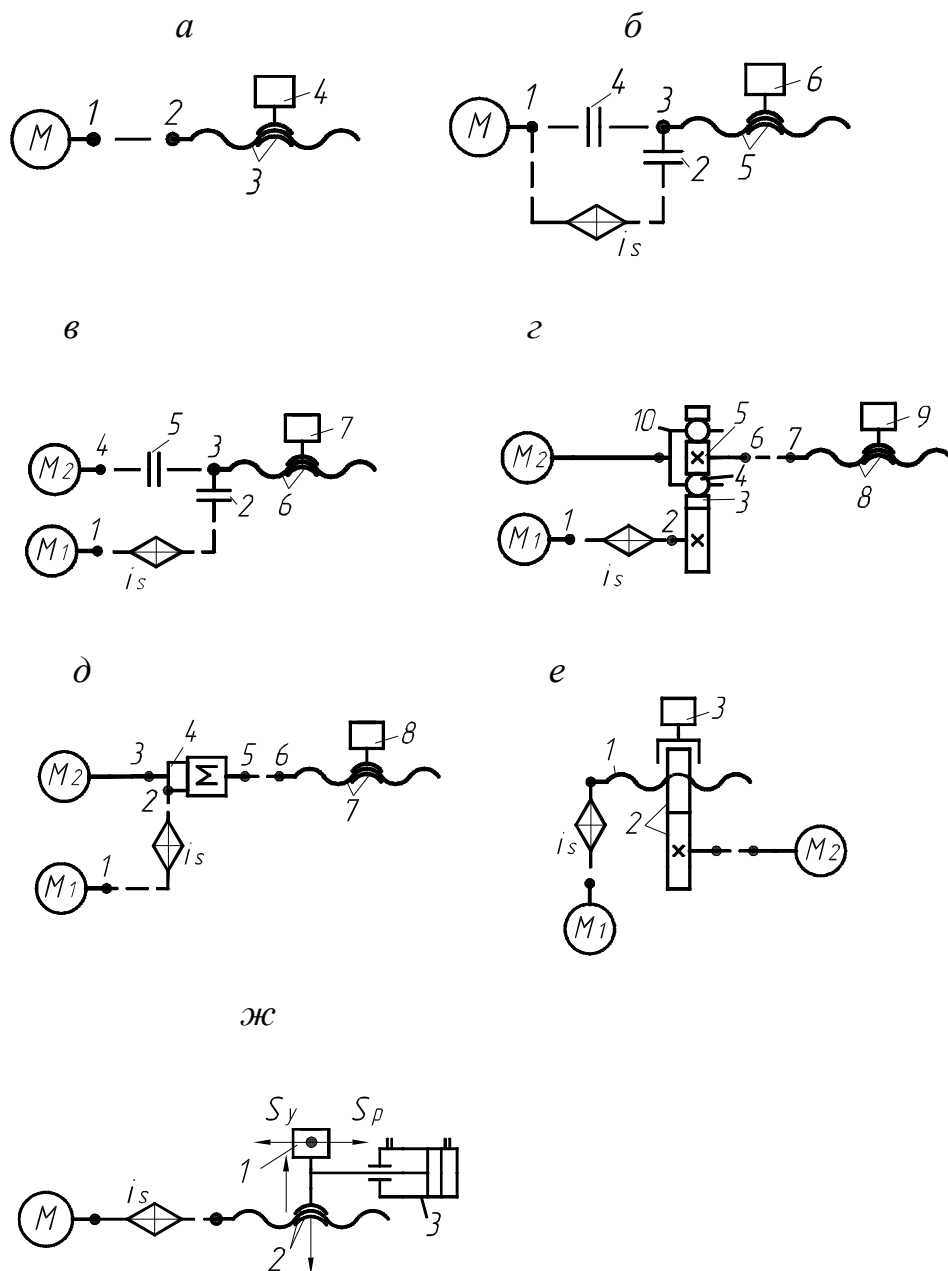


Рис. 4.8. Схемы приводов подач с рабочими и ускоренными перемещениями: а, б – с общим двигателем; в – е – с отдельными двигателями; ж – с двумя тяговыми устройствами

Линейные двигатели, реализующие концепцию привода прямого действия, получают все более широкое применение в современных станках, измерительных системах, графопостроителях. По сравнению с электромеханическими приводами они обеспечивают более широкий диапазон

регулирования скорости исполнительного органа при ее максимальном значении до 150 – 210 м/мин и ускорении до 50 м / с^2 . Благодаря отсутствию в приводе механических передач и тягового устройства исключаются обусловленные ими ограничения по величине перемещения, что в сочетании с высоким быстродействием, статической и динамической жесткостью определяет их широкую область применения. Вместе с тем линейные двигатели имеют более низкий КПД, им присущи значительное тепловыделение и наличие паразитного магнитного поля, что следует учитывать при выборе двигателя.

В качестве общего двигателя для рабочих и ускоренных перемещений в станках часто применяются регулируемые *гидравлические приводы*. Современные насосы с объемным регулированием производительности позволяют изменять в широком диапазоне скорость перемещения исполнительных органов. При необходимости для создания ускоренных перемещений используют дополнительный насос повышенной производительности, который включают параллельно основному насосу, а также применяют дифференциальные гидроцилиндры.

Существенное расширение диапазона регулирования скорости гидродвигателя достигается при применении систем питания с подачей масла в обе полости цилиндра. Регулируемые гидравлические приводы широко применяются в гидрокопировальных токарных и фрезерных, сверлильных, агрегатных и других станках, обеспечивая в цикле обработки как рабочие, так и ускоренные перемещения исполнительных органов.

Применение нерегулируемого общего двигателя. В этом случае двигатель M соединяется с тяговым устройством 5 двумя кинематическими цепями (рис. 4.8, б), одна из которых $1 - i_s - 2 - 3$ содержит орган настройки i_s скорости подачи (коробка подач, гитара сменных зубчатых колес), а другая $1 - 4 - 3$ служит для получения ускоренных перемещений органа б. Подключение тягового устройства к этим цепям осуществляется с помощью муфт 2, 4 и переключающего устройства, исключающего возможность передачи движения одновременно по двум кинематическим цепям. Рассмотренный вариант широко применяется, например, в приводах подач универсальных фрезерных станков.

Применение двух двигателей. Один из двигателей служит для сообщения исполнительному органу рабочего, а другой – ускоренного перемещения. Конструкции приводов подачи с двумя двигателями различаются вариантами их подключения к тяговому устройству.

В первом случае (рис. 4.8, в) оно осуществляется муфтами 2 и 5, установленными соответственно в цепи $M_1 - 1 - i_s - 2 - 3 - 6$ рабочих и цепи $M_2 - 4 - 5 - 3 - 6$ ускоренных перемещений органа 7. По сравнению с вариантом по рис. 4.8, б применение двух двигателей позволяет сократить протяженность кинематической цепи ускоренных перемещений, а также обеспечить рациональные условия работы обоих двигателей. Недостатком рассмотренной схемы является наличие переключающего устройства и муфта.

Применение *обгонных муфт* и *суммирующих механизмов* исключает необходимость в переключающих устройствах в кинематических цепях привода с двумя двигателями. Конструкция привода подачи органа 9 (рис. 4.8, г) основана на применении обгонной муфты двухстороннего действия, которая обеспечивает передачу рабочих и ускоренных движений в двух направлениях. Цепь рабочих подач $M_1 - 1 - i_s - 2$ подключена к внешней обойме 3 обгонной муфты, от которой вращение через заклиненные ролики 4 передается ее внутренней обойме 5 и далее по цепи 6 – 7 тяговому устройству 8. При включении двигателя M_2 вилка 10 освобождает ролики 4 от заклинивания и через них передает вращение обойме 5. Далее ускоренное движение по цепи 6 – 7 – 8 сообщается исполнительному органу 9.

В рассмотренной схеме реверсирование рабочих и ускоренных движений исполнительного органа осуществляется двигателями. Если привод подач оснащен механическим реверсивным механизмом, то применяется обгонная муфта одностороннего действия, при этом реверсивный механизм должен находиться между обгонной муфтой и тяговым устройством. Такой вариант привода подачи широко применяется, например, в токарно-винторезных станках для создания ускоренных перемещений продольного и поперечного суппортов.

В приводе подач по рис. 4.8, д вместо обгонной муфты установлен суммирующий механизм 4, к ведущему звену 2 которого по кинематической цепи $1 - i_s - 2$ подключен двигатель M_1 рабочих подач, а ко второму ведущему звену 3 – двигатель M_2 ускоренных перемещений. Ведомое звено суммирующего механизма по цепи 5 – 6 – 7 связано с исполнительным органом 8. В качестве суммирующего механизма в данной схеме используется дифференциал с зубчатыми колесами, который по сравнению с обгонной муфтой позволяет передавать более высокую мощность.

На рассмотренной схеме основаны приводы подач тяжелых станков, в частности, продольно-строгальных и продольно-фрезерных. Данная схема применяется также для получения рабочих и ускоренных движений вра-

щающихся исполнительных органов, например, в приводах круговых подач резьбофрезерных полуавтоматов для вращения шпинделя с заготовкой.

Суммирующий механизм может быть выполнен также в виде передачи винт-гайка (рис. 4.8, *е*). В этом случае один двигатель M_1 соединяют с ходовым винтом 1 , а другой – с гайкой, которая размещена в ведомом колесе зубчатой передачи 2 и связана с исполнительным органом 3 . Ведущая шестерня этой передачи кинематически связана с двигателем M_2 ускоренных перемещений.

Применение двух тяговых устройств. Рабочие и ускоренные перемещения исполнительного органа могут осуществляться отдельными тяговыми устройствами, снабженными индивидуальными двигателями. Например, рабочее перемещение органа 1 (рис. 4.8, *ж*) с рабочей скоростью S_p осуществляется посредством передачи винт-гайка 2 от двигателя M , а ускоренное перемещение в обратном направлении со скоростью S_y – от пневмо- или гидропривода 3 .

Применение привода с двумя тяговыми устройствами должно быть обосновано, так как усложняет конструкцию станка и систему управления. В рассмотренном примере ускоренное перемещение исполнительного органа от устройства 3 позволяет повысить долговечность винтовой передачи 2 , а также сократить время и мощность холостых ходов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Ведущая роль в интенсификации развития хозяйственного комплекса страны принадлежит машиностроению, которое призвано обеспечить радикальные изменения в технологии и организации производства для повышения его эффективности, снижения трудовых, материальных и энергетических затрат. Особая роль в этом принадлежит станкостроению, формирующему парк основного производственного оборудования машиностроительного комплекса. Поэтому создание современных конкурентоспособных станков имеет важное практическое значение.

Существенная роль в обеспечении эффективности создаваемого станка принадлежит ранней стадии его разработки – функциональному проектированию. Это связано, в первую очередь, с анализом и синтезом схем и методов обработки, а также кинематической структуры формообразующей системы станка, что относится к основным задачам концептуального и схематического этапов функционального проектирования станочного оборудования. Следует отметить, что это в одинаковой мере относится к станкам с различными типами кинематических связей (механическими, гидравлическими, мехатронными и т.п.) и системами управления. Выбор при проектировании станка нерационального способа обработки, не обеспечивающего, например, стабильные условия резания, не может быть компенсирован применением современных систем управления, материалов, комплектующих изделий или совершенствованием конструкции узлов станка. В этой связи обоснованный выбор из известных способов обработки или разработка более эффективного способа является важной задачей функционального проектирования станка. Представленный в пособии теоретический и методический материал позволяет целенаправленно решать эту задачу.

Основными компонентами способа обработки являются технологический метод (вид) обработки (точение, фрезерование и т.п.), определяющий схему срезания припуска, и способ формообразования поверхности, который определяется методами формирования ее производящих линий и кинематикой формообразования. Кинематика формообразования может быть существенно упрощена при переносе ее функций на инструмент. Использование этого принципа позволяет, как показано на конкретных примерах, упростить схему обработки и, следовательно, кинематику станка.

Основными путями оптимизации кинематики формообразования являются: синтез рациональной структуры исполнительных движений, обеспечивающей более благоприятные условия резания и работы стан-

ка; стабилизация скорости исполнительного движения или управление ею по определенному закону для обеспечения, например, стабильных условий резания и работы механизмов станка; разделение движений профилирования и резания для повышения точности формообразования; совмещение исполнительных движений с целью увеличения производительности или упрощения кинематической схемы обработки; введение дополнительных движений для стабилизации рабочих углов инструмента и повышения его стойкости, обеспечения заданной точности формообразования и т. д. Использование указанных путей оптимизации является важным инструментом синтеза рациональной кинематики формообразования как основы кинематических схем обработки поверхностей на проектируемом станке.

При проектировании станка существенное значение имеет синтез его кинематической структуры с учетом обеспечения как процесса формообразования, так и рациональных условий резания. Оптимизация кинематической структуры станка предполагает обоснованность решений при разработке структуры отдельных его кинематических групп и их объединении в структуру станка. Рассмотренные практические пути решения данной задачи (оптимизация структуры внешних и внутренних связей, выбора положения звена их соединения, способа соединения кинематических групп и др.) облегчают синтез рациональной кинематической структуры станка.

Структурная схема станка является основой для разработки его кинематической схемы. Изложенный подход к решению этой задачи основан на выделении двух отдельных этапов: проектирование приводов и проектирование кинематики внутренних связей. Описанные методики проектирования приводов главного движения и движения подачи со ступенчатым и бесступенчатым регулированием скорости, а также кинематических цепей внутренних связей и приведенные примеры расчета охватывают наиболее распространенные типы приводов и внутренних связей. Это позволяет использовать пособие не только для изучения теоретического материала, но также в курсовом и дипломном проектировании металло-режущих станков.

Глубокое усвоение представленного в пособии материала и систематическое изучение публикаций в научно-технической литературе по данному направлению будет способствовать развитию творческих способностей и приобретению практических навыков проектирования станочного оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аверьянов, О. И. Модульный принцип построения станков с ЧПУ / О. И. Аверьянов. – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.
2. Адаптивное управление станками / под общ. ред. Б.С. Балакшина. – М.: Машиностроение, 1973. – 688 с.
3. Бушуев В.В. Основы конструирования станков / В.В. Бушуев. – М.: Изд-во «СТАНКИН», 1992. – 520 с.
4. Васильев Г.Н. Автоматизация проектирования металлорежущих станков / Г.Н. Васильев. – М.: Машиностроение, 1987. – 280 с.
5. Врагов Ю.Д, Анализ компоновок металлорежущих станков / Ю.Д. Врагов. – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.
6. Голембиевский А.И. Основы системологии способов формообразующей обработки в машиностроении / А.И. Голембиевский; под ред. В.А. Петрова. – Мн.: Наука и техника, 1986. – 168 с.
7. Грановский Г.И. Кинематика резания / Г.И. Грановский. – М.: Машгиз, 1948.–199 с.
8. Данилов В.А. Формообразующая обработка сложных поверхностей резанием / В.А. Данилов. – Мн.: Наука и техника, 1995. – 264 с.
9. Дружинский И.А. Сложные поверхности: математическое описание и технологическое обеспечение: справочник / И.А. Дружинский. – Л.: Машиностроение, 1985. – 263 с.
10. Дружинский И.А. Концепция конкурентоспособных станков / И.А. Дружинский. – Л.: Машиностроение, 1990. – 247 с.
11. Ермаков Ю.М. Технология и станки тангенциального точения / Ю.М. Ермаков. – М.: Машиностроение, 1979. – 182 с.
12. Карелин Н.М. Бескопирная обработка цилиндрических деталей / Н.М. Карелин. – М.: Машиностроение, 1966. – 187 с.
13. Коганов И.А. Прогрессивная обработка зубчатых профилей и фасонных поверхностей. – Коганов И.А. – Тула: Приок. кн. изд., 1970. – 183 с.
14. Коновалов Е.Г. Основы новых способов металлообработки / Е.Г. Коновалов. – Мн.: Изд-во АН БССР, 1961. – 297 с.
15. Коновалов Е.Г. Ротационная обработка поверхностей с автоматической подачей / Е.Г. Коновалов, П.С. Чистосердов, А.И. Фломенбит. – Мн.: Вышэйшая школа, 1976. – 192 с.
16. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учеб. пособие для вузов / А.И. Кочергин. Мн.: Выш. шк., 1991. – 382 с.

17. Кошкин Л.Н. Роторные и роторно–конвейерные линии / Л.Н. Кошкин. – М.: Машиностроение, 1982. – 358 с.
18. Лашнев С.И. Формообразование зубчатых деталей реечными и червячными инструментами / С.И. Лашнев. – М.: Машиностроение, 1971. – 212 с.
19. Металлорежущие станки: в 2 т. / под ред. Н.С. Ачеркина. – М.: Машиностроение, 1965. Т. 1 – 764 с.; т. 2 – 628 с.
20. Металлорежущие станки: учеб. для машиностр. вузов / под ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. – 575 с.
21. Металлорежущие станки и автоматы: учеб. для машиностр. вузов / под ред. А.С. Пронилова. – М.: Машиностроение, 1981. – 479 с.
22. Металлорежущие станки: учеб. пособие для вузов / Н.С. Колев, Л.В. Красниченко, Н.С. Никулин [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 500 с.
23. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: В 3-х т., Т. 1: Проектирование станков: справочник-учебник / А.С. Пронилов, О.И. Аверьянов, В.С. Аполлонов [и др.]; под общ. ред. А.С. Пронилова. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана Н.Э.: Машиностроение, 1994. – 444 с.
24. Пронилов А.С. Расчет и конструирование металлорежущих станков / А.С. Пронилов. – М.: Высшая школа, 1967. – 431 с.
25. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков / В.Э. Пуш. – М.: Машиностроение, 1977. – 390 с.
26. Радзевич С.П. Формообразование сложных поверхностей на станках с ЧПУ / С.П. Радзевич. – К.: Вища школа, 1991. – 191 с.
27. Решетов Д.Н. Точность металлорежущих станков / Д.Н. Решетов, В.Т. Портман. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.
28. Родин П.Р. Основы формообразования поверхностей резанием / П.Р. Родин. – К.: Вища школа, 1977. – 192 с.
29. Смирнов А.И. Анализ перспектив развития методов формообразования в машиностроении / А.И. Смирнов. – М.: НИИмаш, 1982. – 49 с.
30. Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков / Г.А. Тарзиманов. – М.: Машиностроение, 1980. – 288с.
31. Федотенок А.А. Кинематическая структура металлорежущих станков / А.А. Федотенок. – М.: Машиностроение, 1970. – 403 с.
32. Филонов И.П. Управление формообразованием прецизионных поверхностей деталей машин и приборов / И.П. Филонов, Ф.Ф. Климович, А.С. Козерук. – Мн.: Дизайн ПРО. – 1995. – 208 с.
33. Этин А.О. Кинематический анализ и выбор эффективных методов обработки лезвийными инструментами / А.О. Этин, М.Е. Юхвид. – М.: АО ЭНИМС, 1994. – 185 с.

Учебное издание

ДАНИЛОВ Виктор Алексеевич

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ**

ПОСОБИЕ
по курсу «Конструирование и расчет станков»

Редактор *А.Э. Цибульская*

Дизайн обложки *И.С. Васильевой*

Подписано в печать 2.04.08. Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 13,23. Уч.-изд. л. 13,01. Тираж 100 экз. Заказ 541.

Издатель и полиграфическое исполнение –
Учреждение образования «Полоцкий государственный университет»

ЛИ № 02330/0133020 от 30.04.04 ЛП № 02330/0133128 от 27.05.04

211440 г. Новополоцк, ул. Блохина, 29