

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Полоцкий государственный университет
имени Евфросинии Полоцкой»

А. И. Голембиевский

МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ

Учебное пособие
для студентов специальности 6-05-0714-02
«Технология машиностроения,
металлорежущие станки и инструменты»

В двух частях

Часть 1

Новополоцк
Полоцкий государственный университет
имени Евфросинии Полоцкой
2023

УДК 621.9.06:530.1(075.8)
ББК 34.63-5я73
Г60

Одобрено и рекомендовано к изданию
методической комиссией механико-технологического факультета
(протокол № 6 от 23.02.2023 г.)

Кафедра технологии и оборудования машиностроительного производства

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

д-р техн. наук, проф., проф. каф. металлорежущих станков и инструментов
Белорусского национального технического университета В. А. ДАНИЛОВ;
канд. техн. наук, доц., ведущий механик производства №7 ОАО «Нафтан»
Р. А. КИСЕЛЁВ;

д-р техн. наук, проф., зав. каф. технологии и оборудования машиностроительного
производства Полоцкого государственного университета
имени Евфросинии Полоцкой Н. Н. ПОПОК

Голембиевский А. И.

Г60 Металлорежущие станки: учеб. пособие. В 2 ч. / А. И. Голембиевский. –
Новополоцк: Полоц. гос. ун-т им. Евфросинии Полоцкой, 2023. –
Ч. 1. – 272 с.

ISBN 978-985-531-839-3.

Содержит фундаментальные начала станковедения: теоретические основы формообразования реальных поверхностей в машиностроении, основы функционального проектирования кинематической структуры металлорежущих станков по законам функционирования, задаваемым виртуальными техническими решениями (способами формообразующей обработки), основные понятия кинематической структуры, функции и настройки станков.

Описаны на логико-математическом языке, характерном для общей теории систем, станки основных технологических групп с механическими и мехатронными связями.

Рассмотрено понятие о промышленных роботах, робототехнических комплексах, гибких производственных модулях и системах.

Предназначено для студентов вузов, обучающихся по направлению «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты». Будет полезно магистрантам, аспирантам, преподавателям и инженерно-техническим специалистам, занимающимся проектированием и эксплуатацией станочного оборудования.

УДК 621.9.06:530.1(075.8)
ББК 34.63-5я73

ISBN 978-985-531-839-3 (Ч. 1)
ISBN 978-985-531-838-6

© Голембиевский А. И., 2023
© Полоцкий государственный университет
имени Евфросинии Полоцкой, 2023

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	6
Глава 1	
Классификация и технико-экономические показатели	
металлорежущих станков	11
1.1 Классификация по технологическому признаку	11
1.2 Классификация по степени точности	11
1.3 Классификация по универсальности	14
1.4 Система обозначения металлорежущих станков	15
1.5 Технико-экономические показатели и критерии работоспособности	
металлорежущих станков	16
Глава 2	
Основы теории воспроизведения реальных поверхностей	
в машиностроении	22
2.1 Понятие о характеристическом образе инструмента	22
2.2 Геометрические классы воспроизведения реальных	
поверхностей	26
2.3 Осуществимые классы воспроизведения	
реальных поверхностей	31
2.4 Классификация движений в металлорежущих станках	35
Глава 3	
Теория кинематической структуры металлорежущих станков	37
3.1 Понятие о кинематической структуре и функции	
металлорежущих станков	37
3.2 Объединение частных структурных схем металлорежущих	
станков в общую структурную схему станка	47
3.3 Методика настройки металлорежущих станков	51
Глава 4	
Функциональное проектирование кинематической структуры	
металлорежущих станков с электронными связями	
в формообразующих группах	57
4.1 Синтез гибридной кинематической структуры станка	
по схеме задающая–ведомая координаты	57
4.2 Синтез гибридной кинематической структуры станка	
по схеме равнозначных координат	63
Глава 5	
Механические передачи и органы настройки	
кинематических схем металлорежущих станков	72
5.1 Шестеренчатые коробки скоростей	73
5.2 Гитары сменных зубчатых колес	77
5.3 Механизмы для бесступенчатого изменения скорости	81
5.4 Реверсивные механизмы	83
5.5 Суммирующие механизмы	84
5.6 Механизмы обгона	92
5.7 Механизмы периодического действия	93
5.8 Предохранительные устройства	96

Глава 6	
Токарные станки	98
6.1 Токарно-винторезные станки	98
6.1.1 Токарно-винторезный станок модели 16К20	98
6.2 Токарно-револьверные станки	110
6.2.1 Токарно-револьверный станок модели 1Г340	111
6.3 Токарно-карусельные станки	116
6.3.1 Токарно-карусельный станок модели 1512	118
6.4 Токарно-затыловочные станки	122
6.4.1 Универсальный токарно-затыловочный станок модели 1Б811	126
Глава 7	
Сверлильные и расточные станки	132
7.1 Сверлильные станки	132
7.1.1 Универсальный вертикально-сверлильный станок модели 2М135	134
7.1.2 Радиально-сверлильный станок модели 2М55	138
7.2 Расточные станки	142
7.2.1 Универсальный горизонтально-расточный станок модели 2620В	143
7.2.2 Координатно-расточный станок модели 2Д45АМФ2	148
Глава 8	
Фрезерные станки	153
8.1 Общие сведения о фрезерных станках	153
8.1.1 Консольный горизонтально-фрезерный станок модели 6Р82	155
8.1.2 Бесконсольный вертикально-фрезерный станок с крестовым столом модели 6560	159
8.1.3 Широкоуниверсальный консольно-фрезерный станок модели 6Д82Ш	161
Глава 9	
Станки для обработки цилиндрических и червячных зубчатых колес	167
9.1 Станки для обработки зубчатых колеслезвийным инструментом	167
9.1.1 Фасонное зубофрезерование модульными фрезами	168
9.2 Универсальные зубофрезерные станки	175
9.2.1 Универсальный зубофрезерный полуавтомат модели 53А50	189
9.2.2 Шлицефрезерный станок модели 5350А	195
9.3 Зубодолбежные станки	202
9.3.1 Зубодолбежный станок модели 5122	209
9.3.2 Модернизация типовой структурной схемы зубодолбежного станка	213
9.3.3 Зубодолбежный станок со спиральным врезанием	221
9.4 Долбежно-реечный станок модели ЕЗ-9А	229
9.5 Станки для зуботочения цилиндрических зубчатых колес	
9.5.1 Анализ способа зуботочения цилиндрических колес обкатным резцом типа зуборезного долбяка	233
9.5.2 Типовая структурная схема станка для зуботочения цилиндрических колес обкатным резцом	236
9.5.3 Станок для зуботочения колес модели ЕЗ-13	240

Глава 10	
Станки для чистовой обработки цилиндрических зубчатых колес	244
10.1 Зубошевинговальные станки	244
10.1.1 Зубошевинговальный станок модели 5702	246
10.2 Зубошлифовальные станки	249
10.2.1 Типовая структурная схема зубошлифовального станка	251
10.2.2 Зубошлифовальный станок модели 5А831	255
10.2.3 Зубошлифовальный станок модели 5В833	260
Словарь специфических терминов	265
Литература	270

ВВЕДЕНИЕ

Древние авторы неоднократно упоминали токарный станок. Так, Архимед, великий ученый, математик и механик античного мира, дает описание прибора для астрономических измерений: «...небольшой цилиндр, обточенный на токарном станке».

Витрувий, автор сочинения «Об архитектуре», приблизительно в 13–16 гг. до н.э. пишет о роликах, являвшихся частью осадной машины, изготовленных на токарном станке. Сам Витрувий считал токарный станок устройством общеизвестным, а потому не требующим специального описания. А первое сведение о гайке, выточенной на токарном станке, относится к 362 г. н.э.

Уместно также отметить, что в древней Римской империи токарный станок назывался *торнус*.

С тех пор техника обработки резанием прошла длинный и сложный путь развития – от примитивной ручной до сложнейшей автоматизированной механической обработки, уровень которой определяется общим уровнем техники и характеризуется точностью получаемых изделий и производительностью.

Конструирование и изготовление станков до начала XIX в. практически не имело научного сопровождения. А немногочисленные публикации в этой области техники посвящались описанию конструкций станков. Исключение составляют труды выдающегося русского станкостроителя А.К. Нартова, во многом способствовавшие развитию практики и теории станкостроения задолго до начала технической революции. Начав свою деятельность в «токарне» Петра I в качестве токаря-художника, он стал крупным механиком, изобретателем, академиком Российской академии наук, по существу первым ученым в области науки о станках, и многое, изобретенное для художественного точения, применил в промышленности. А.К. Нартов строил станки, снабженные сложными передачами, с широким использованием зубчатых колес и червяков, винтов и кривошипов.

24 мая 1736 г. А. Нартов сообщил Академии наук о том, что работает над книгой о токарных станках, которая будет снабжена чертежами и «перспективными видами». В своей записке он, в частности, писал следующее: «И ежели ныне вышеупомянутым машинам и инструментам сочинена будет книга, со описанием и с подлинным механически доказательством растолкована, и чертежи с их пропорциями будут сделаны, и напечатать с тех оригиналов, и объявить в народ, и оттого может воспоследовать в науке польза, так же и прибыток Академии наук».

Это высказывание А.К. Нартова свидетельствует о том, что он придавал большое значение своему труду, предполагая сделать его полезным

обществу. Однако судьба книги была иной. Вместо «объявления в народ» рукопись «Театрум махинарум, то есть Ясное зрелище махин» поступила на хранение в Эрмитажную (придворную) библиотеку, затем в Отдел рукописей Публичной библиотеки, где оставалась неизвестной исследователям до 1954 г.

В названной рукописи, содержащей большое количество рисунков и гравюр, много внимания уделяется токарно-копировальным станкам для художественной резьбы, токарно-винторезным, фрезерным и сверлильным станкам. В частности, в конструкции токарно-винторезного станка, представленной в форме пространственной гравюры, использован механизированный крестовый суппорт и двухколесная гитара сменных зубчатых колес. Этот факт подтверждает авторский приоритет А.К. Нартова в создании обоих механизмов. В рукописи описан также прообраз современной универсальной делительной головки, используемой в единичном и ремонтном производствах совместно с фрезерными станками.

По существу рукопись «Театрум махинарум, то есть Ясное зрелище махин» была первой научной монографией в области станковедения – науки о металлорежущих станках.

Станкостроение как отрасль промышленного производства появилось в конце XVIII в. в Англии в результате промышленной революции. Родоначальником отрасли считается английский механик Г. Модсли, изготовивший в 1794 г. свой первый токарный станок с крестовым суппортом, повторив, как это часто бывает, изобретенный в начале века суппорт. Организовав свое дело и получив патенты на токарно-винторезный станок со сменными ходовыми винтами (1798 г.) и с гитарой сменных зубчатых колес (1800 г.), он приступил к производству металлорежущих станков на промышленной основе. Г. Модсли выпускал токарно-винторезные, отрезные с маятниковой пилой, сверлильные, долбежные, поперечно-строгальные, расточные, зубострогальные и ряд модификаций фрезерных станков. Выпущенные им станки использовались в производстве до конца XIX в.

Среди многообразия технологических машин наиболее значительный класс, как по количеству, так и по уровню специализации, разнообразию конструктивных вариантов, сложности кинематической схемы, развитости систем управления, многообразию используемых режущих инструментов и физических явлений, заменяющих традиционный режущий инструмент, составляют металлорежущие станки.

В странах с развитым машиностроением в технологическом парке обрабатывающих машин металлорежущих станков в 5,5–7 раз больше, чем кузнечно-прессовых машин, занимающих второе место по общему количеству. Прогнозируется, что в обозримом будущем это соотношение не будет менее пяти.

Первичной базой большинства конструкций металлорежущих станков является кинематическая структура, т.к. назначение такой технологической машины – создание относительных движений инструмента и заготовки, необходимых для получения заданных поверхностей на твердом теле.

Несмотря на разнообразие металлорежущих станков, предназначенных для выполнения не только различных, но и однотипных технологических операций, кинематическая структура любой из них базируется на ряде основных достаточно общих кинематических закономерностей, присущих всем станкам. В конструкции металлорежущих станков кинематическая структура выражается кинематической схемой. Развитость ее, в первую очередь, зависит как от сложности воспроизводимых поверхностей, так и от количества исполнительных органов, используемых источников энергии движения и системы управления.

Современная тенденция – использование в металлорежущих станках для каждого исполнительного органа отдельного электродвигателя, что обеспечивает сокращение количества передач в кинематических цепях и, как следствие, повышение кинематической точности, а также снижение шумовых характеристик технологического оборудования. Применение отдельных приводов обусловлено также развитием систем управления на базе электронной техники, например, программируемых контроллеров, развитых систем ЧПУ и систем непосредственного компьютерного управления.

Металлорежущие станки изучаются на всех уровнях профессионального образования. Существенное значение при этом имеет выбор парадигмы познания, т.е. комплекса научных данных или аксиом, принимаемых за истину, на основе которых развивается научная теория, для анализа кинематической структуры и функции (принципа работы) металлорежущих станков.

Интенсивное развитие станкостроения, увеличение многообразия технологических групп станков со сложными кинематическими связями, повышение требований к точности и производительности станков предопределили объективную необходимость развития ряда научных направлений в станковедении. В итоге в первой половине XX в. начало складываться научное направление, называемое кинематикой металлорежущих станков. Ее основоположником является профессор Г.М. Головин. Используя принцип возможных перемещений, известный в теоретической механике как принцип Даламбера, он разработал единую теорию настройки металлорежущих станков, на ее основе ввел в практику учебного процесса в высшей школе авторскую дисциплину кинематики металлорежущих станков и опубликовал соответствующее учебное пособие [1]. Целевая направленность

этой дисциплины – вывод формул настройки для механических органов настройки металлорежущих станков (гитар сменных зубчатых колес, сменных шкивов и т.д.), расположенных в расчетных цепях, и специфических механизмов, используемых в станочном оборудовании на различных этапах развития станкостроения.

На основе названного учебного пособия сложилась парадигма познания станочного оборудования, которая рассматривает кинематическую структуру металлорежущего станка как совокупность составляющих ее кинематических, в т.ч. расчетных, цепей, связывающих исполнительные органы станка между собой и с источником или источниками механической энергии. Эта парадигма и в настоящее время доминирует в учебной литературе для объяснения физической сущности работы металлорежущих станков при изучении их на всех уровнях профессионального образования.

Определенные сомнения в корректности такого использования теории настройки (более точно – парадигмы познания, сложившейся на основе теории настройки) высказывал ее автор. Описывая работу станка для точения резьбы (червяка) чашечным резцом, типа долбяка он отмечает [1]: «Достоинством внимания здесь оказывается и то обстоятельство, что при выполнении резьбовых работ шаг (nt) изготавливаемой резьбы оказывается получающимся независимо от подачи (s), при которой производится обработка. Это парадоксальное явление может быть объяснено тем обстоятельством, что возникающий при этом процесс распадается на составляющие его части, одной из которых является копирование инструментом и заготовкой в каждый отдельный момент, независимо от участия в процессе движения подачи, работы червячной передачи, а второй – процесс резания, обеспечиваемый подачей независимо от того, участвует ли инструмент и заготовка в копировании работы червячной передачи или же нет».

Данное парадоксальное явление есть противоречие между кинематической структурой технической системы (металлорежущего станка), рассматриваемой на основе принципа возможных перемещений, и функцией (принципом работы) этой системы, основанной на ином законе теоретической механики.

Это противоречие разрешил профессор А.А. Федотенок, разработавший на основе принципа разветвления энергии движения в кинематических (механических цепях) современную теорию кинематической структуры металлорежущих станков [2]. По этой теории кинематика станка – это объединение кинематических групп, каждая из которых воспроизводит конкретное элементарное (вращательное или поступательное) или сложное, состоящее из элементарных, исполнительное рабочее (формообразующее) или вспомогательное движение, характеризующееся вполне определенными настраиваемыми параметрами. В общем случае таких параметров пять: траектория,

направление, скорость, исходная точка, путь. Количество параметров, характеризующих конкретное движение, может быть меньше пяти в зависимости от траектории движения: простая или сложная. При этом основным параметром настройки является траектория, задающая форму воспроизводимой поверхности. По сути этот параметр дает ответ на вопрос: «...участвует ли инструмент и заготовка в копировании работы червячной передачи или же нет». При этом теория настройки металлорежущих станков кумулятивно, т.е. без изменений вошла в теорию кинематической структуры – как ее составная часть.

Теория кинематической структуры металлорежущих станков, базирующаяся на принципе разветвления энергии движения в механических цепях, стала основой современной парадигмы познания станочного оборудования.

По сложившейся традиции в учебной литературе металлорежущие станки рассматриваются как уже известные технические решения. Такой подход противоречит современной идеологии познания, прежде всего в высшей школе по направлению подготовки «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», т.к. не стимулирует творческое мышление при изучении металлорежущих станков. Указанное противоречие в предлагаемом учебном пособии устраняется посредством включения в парадигму познания основ теории воспроизведения реальных поверхностей при формообразующей обработке в машиностроении [3] и методологии функционального проектирования кинематической структуры металлорежущих станков по функции, задаваемой соответствующим способом формообразующей обработки [4]. При таком виде проектирования виртуальное техническое решение (способов формообразующей обработки) и соответствующее ему инновационное реальное техническое решение (кинематическая структура металлорежущего станка), являющиеся объектами интеллектуальной собственности, защищаемыми патентами на изобретения, связаны между собой настолько, что они образуют единый изобретательский, или творческий, замысел.

Современная парадигма познания разрабатывалась на основе кинематического анализа и синтеза станочного оборудования с механическими связями. Изложенные в данном пособии научные положения в полной мере приемлемы также при синтезе и анализе кинематической структуры металлорежущих станков с механико-гидравлическими и мехатронными связями.

Глава 1

КЛАССИФИКАЦИЯ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

1.1 Классификация по технологическому признаку

Многовековая история развития станкостроения от древнего торнуса (прообраза токарного станка) до современных металлорежущих станков и станочных комплексов с ЧПУ инициировала объективные предпосылки для создания системы классификации станочного оборудования по различным признакам и разработки их технико-экономических показателей. В Республике Беларусь, а также в странах СНГ, имеющих станкостроительную отрасль промышленности, действует система классификации и технико-экономических показателей, первая редакция которой была разработана в середине XX в. в Экспериментальном научно-исследовательском институте металлорежущих станков (ЭНИМС), Москва.

В зависимости от характера выполняемых работ все многообразие станков разделено на группы. В каждую из групп включены станки по признаку общности вида обработки независимо от схемы компоновки, степени и уровня автоматизации и т.п. (таблица 1.1). Станки каждого типа с подобными параметрами и размерами объединены размерным рядом. Конкретное конструктивное исполнение станка определенной группы и типоразмера, предназначенного для заданных условий обработки, определяется моделью станка.

По массе станки делят на легкие (до 1 т), средние (до 10 т) и тяжелые (свыше 10 т). Тяжелые бывают крупные (до 30 т), собственно тяжелые (до 100 т) и особо тяжелые, или уникальные (свыше 100 т).

1.2 Классификация по степени точности

По степени точности обработки различают пять классов точности станков.

Класс Н – станки нормальной точности. Этот класс станков изготавливается общепринятыми методами, при этом их сборка осуществляется, как правило, на основе полной взаимозаменяемости.

Класс П – станки повышенной точности. Повышенная точность обеспечивается посредством повышения требований к качеству изготовления наиболее ответственных деталей и сборки узлов станка. Конструктивно станки этого класса не отличаются от аналогичных станков класса Н.

Таблица 1.1. – Классификация металлорежущих станков

Станки	Группа	Типы			
		1	2	3	4
Токарная	1	Автоматы и полуавтоматы		Револьверные	Сверльно-отрезные
		Одношпиндельные	Многошпиндельные		
Сверильные и расточные	2	Полуавтоматы		Координатно-расточные	
		Вертикально-сверильные	одношпиндельные		
Шлифовальные, доводочные	3	Внутри-шлифовальные		Обдирочно-шлифовальные	Специализированные шлифовальные
		Кругло-шлифовальные	Полуавтоматы		
Комбинированные, электрофизикохимические	4	Полуавтоматы		Автоматы	Электрофизико-химические
		Универсальные	Полуавтоматы		
Зубо- и резьбообрабатывающие	5	Зубодолбежные для цилиндрических колес		Зубофрезные для цилиндрических колес и шлицевых валов	
		Зубодолбежные	Зуборезные для конических колес		
Фрезерные	6	Вертикально-фрезерные консольные		–	Копировальные и гравировальные
		Продольные	Фрезерные непрерывного действия		
Строгальные, долбежные, протяжные	7	Продольные		Поперечно-строгальные	Долбежные
		одностоечные	двухстоечные		
Разрезные	8	Отрезные, работающие		абразивным кругом	Правильно-отрезные
		кругом	токарным резцом		
Разные	9	Муфто- и трубообрабатывающие	Пилонасекательные	Правильно- и бесцентровообдирочные	

Окончание таблицы 1.1

Станки	Группа	Типы						
		5	6	7	8	9		
Токарная	1	Карусельные	Токарные и лобовые	Многорезцовые	Специализированные	Разные токарные		
Сверлильные и расточные	2	Радиально-сверлильные	Расточные	Алмазно-расточные	Горизонтально-сверлильные	Разные сверлильные		
Шлифовальные, доводочные	3	–	Заточные	Плоско-шлифовальные	Притирочные и полировальные	Разные станки, работающие абразивом		
Комбинированные, электро-физико-химические	4	Электроискровые	–	Электроэрозионные, ультразвуковые	Анодно-механические	–		
Зубо- и резьбообработывающие	5	Для обработки торцов зубьев	Резьбо-фрезерные	Зубо-отделочные	Зубо- и резьбо-шлифовальные	Разные зубо- и резьбо-обработывающие		
Фрезерные	6	Вертикальные	Продольные	Широко-универсальные	Горизонтальные	Разные фрезерные		
Строгальные, долбежные, протяжные	7	Протяжные горизонтальные	–	Протяжные вертикальные	–	Разные строгальные		
Разрезные	8	Ленточные	Дисковые пилы	Ножовочные	–	–		
Разные	9	Для испытания	Делительные машины	–	–	–		

Примечание: приведенная классификация станков по технологическому признаку является условной, т.к. страны, выпускающие станочное оборудование, имеют свои системы обозначения станков, часто не соответствующее приведенной таблице.

Класс В – станки высокой точности, которая обеспечивается:

- специальной конструкцией ответственных деталей и узлов;
- высокими требованиями к качеству изготовления ответственных деталей и селективной сборкой в термokonстантных цехах.

Класс А – станки особовысокой точности. Требования к их изготовлению еще более жесткие, чем для класса В.

Класс С – мастер-станки. Эти станки предназначены для изготовления деталей станков классов В и А.

Соотношение между величинами допусков при переходе от класса точности к следующему классу выражается знаменателем 1,6.

Класс точности станка, кроме нормального, указывают после шифра его модели, например, модель 16К20В – токарно-винторезный станок высокой точности.

Станки классов А, В, С для обеспечения высокой точности должны эксплуатироваться в специальных термokonстантных помещениях, в которых необходимо поддерживать постоянными температуру, влажность и запыленность.

1.3 Классификация по универсальности

По степени универсальности различают станки универсальные, специализированные и специальные. Универсальные станки общего назначения применяют для выполнения различных операций при обработке деталей широкой номенклатуры. Они имеют широкий диапазон регулирования скоростей резания и подачи, снабжены быстродействующими механизмами управления и быстрых перемещений для установки столов, суппортов, бабок в заданное положение. К универсальным станкам относят токарные, токарно-винторезные, токарно-револьверные, фрезерные, сверлильные и др. Универсальные станки, как правило, применяют в мелкосерийном и серийном производствах. Для них характерна частая смена обрабатываемых деталей и переналадка инструмента.

Специализированные станки предназначены для обработки однотипных деталей, сходных по конфигурации, но имеющих различные размеры. К ним относят токарно-затыловочные станки, станки для обработки колеччатых валов, зубообрабатывающие, резьбообрабатывающие и др. Для них характерна быстрая переналадка и настройка сменных устройств и приспособлений на обработку детали того же наименования, но с другими размерами. Применяются в серийном и крупносерийном производствах.

Специальные станки предназначены для обработки одной или нескольких подобных деталей одного типоразмера или даже для выполнения отдельных операций, например, для фрезерования лопаток турбин,

для растачивания отверстий блока цилиндров и т.п. Применение специальных станков позволяет сократить до минимума вспомогательное и основное технологическое время за счет автоматизации обработки и применения оптимальных режимов резания и конструкций инструмента, быстросменной многоинструментальной оснастки с автоматической подналадкой. Такие станки используют в крупносерийном и массовом производствах.

1.4 Система обозначения металлорежущих станков

Серийные станки. Каждому станку присваивается шифр из нескольких цифр и букв, определяющих его группу, тип и типоразмер. Первая цифра обозначает группу станка, вторая – его тип, третья или третья и четвертая характеризует один из важнейших параметров станка: высоту центров, максимальный диаметр обрабатываемого прутка, размеры стола и т.п. Первая буква в шифре указывает на однозначную модернизацию базовой модели, вторая и последующие буквы – принципиальную особенность данной модели станка. Например, шифр 2Н118: 2 – сверлильный, 1 – вертикальный, 18 – наибольший условный диаметр сверления, буква Н – модернизация станка базовой модели 2118. Иногда для некоторых типов станков, например, многошпиндельных токарных автоматов, через тире добавляется еще одна цифра, характеризующая конструктивную особенность (количество шпинделей).

В моделях станков с ЧПУ для обозначения степени автоматизации в конце шифра добавляется буква Ф с цифрой:

Ф1 – станок оснащен системой ЧПУ с цифровой индикацией и предварительным набором координат;

Ф2 – станок оснащен позиционной или прямоугольной системой ЧПУ;

Ф3 – станок оснащен контурной системой ЧПУ;

Ф4 – станок оснащен универсальной системой ЧПУ, объединяющей, системы Ф2 и Ф3.

Например, шифр 16К20Ф3 обозначает токарно-винторезный станок с высотой центров 200 мм и контурной системой ЧПУ. Шифр 2Р135РФ2 – вертикально-сверлильный станок, оснащенный шестипозиционной револьверной головкой, с условным расчетным диаметром сверла 35 мм и позиционной системой ЧПУ.

В моделях станков с цикловым программным управлением (ЦПУ) в конце шифра добавляется буква Ц. Например, шифр 6С12Ц обозначает вертикально-фрезерный станок с габаритом стола № 2 и системой ЦПУ.

Станки индивидуального производства. Для обозначения станков индивидуального производства, к которым, как правило, относятся специализированные и специальные станки, каждому станкостроительному заводу

присвоен индекс из двух букв, после которого ставится порядковый номер модели. Например, ВС – Витебский станкостроительный завод «Вистан», ВЗ – Витебский станкостроительный завод «Визас» и т.п.

Шифр ВС-122 обозначает только завод-изготовитель, не расшифровывая модель станка. По его паспорту это зубодолбежный станок для обработки цилиндрических зубчатых колес с модулем до 5 мм зуборезным долбяком.

1.5 Техничко-экономические показатели и критерии работоспособности металлорежущих станков

Для сравнительной оценки технического уровня станков и комплектов станочного оборудования, а также для выбора станков в соответствии с решением конкретной производственной задачи используют набор показателей, характеризующих качество как отдельных станков, так и набора станочного оборудования.

Эффективность – комплексный (интегральный) показатель, который наиболее полно отражает главное назначение станочного оборудования – повышать производительность труда и соответственно снижать затраты труда при обработке деталей. Размерность этого показателя – шт./руб.

При проектировании или подборе станочного оборудования всегда следует стремиться к максимальной эффективности, а показатель эффективности при этом следует рассматривать как целевую функцию.

Производительность станка определяет его способность обеспечивать обработку определенного числа деталей в единицу времени.

Штучная производительность (шт./год или шт./ч) выражается числом деталей, изготовленных в единицу времени, при непрерывной безотказной работе.

Кроме штучной производительности иногда используют для сравнительной оценки различного по характеру оборудования и разных методов обработки другие условные показатели.

Производительность формообразования измеряют площадью поверхности, обработанной на станке в единицу времени.

Производительность резания определяют объемом материала, снятого с заготовки в единицу времени. Этот показатель применяют иногда для оценки возможностей станков для предварительной обработки или для сравнения различных технологических видов размерной обработки (таблица 1.2). В таблице приведены также данные по затратам мощности при удалении 1 см³ металла за одну минуту.

Основные пути повышения производительности станков и станочных систем связаны со следующими тенденциями: увеличением технологической производительности; совмещением разных операций во времени; сокращением времени на вспомогательные движения; сокращением всех видов внецикловых потерь.

Таблица 1.2. – Производительность размерной обработки

Вид обработки	Производительность, см ³ /мин	Мощность, кВт	Вид обработки	Производительность, см ³ /мин	Мощность, кВт
Точение	1500	0,06	Электрохимическая	151	10
Шлифование	800	0,6	Ультразвуковая	0,01	25
Электроискровая	15	1,0	Лазерная		4000

Технологическая производительность увеличивается с повышением скорости обработки и увеличением суммарной длины режущих кромок инструмента, участвующих в процессе формообразования. Повышение скорости обработки ограничивается свойствами материала режущего инструмента. Резкое повышение скорости возможно при переходе на новые инструментальные материалы. При замене режущего инструмента из быстрорежущей стали и твердого сплава инструментом из порошкового твердого сплава и алмазным инструментом можно ожидать существенное повышение скорости резания и соответственно подачи.

Значительное повышение производительности достигается применением эффективных смазочно-охлаждающих жидкостей. Увеличение суммарной длины режущих кромок приводит к усложнению и удорожанию режущего инструмента, что оправдывает себя, как правило, при соответствующем увеличении масштаба производства.

Существенным резервом повышения производительности является совмещение во времени различных операций, как основных, так и вспомогательных. Одновременное выполнение нескольких рабочих операций осуществляется на многопозиционных станках и автоматических линиях, используемых в крупносерийном и массовом производстве. Совмещение рабочих операций с вспомогательными всегда целесообразно, если это не связано с излишним усложнением и удорожанием станка. Применение непрерывных методов обработки (бесцентрового шлифования, накатки резьбы непрерывным способом, непрерывного протягивания и др.) дает возможность полностью совместить все вспомогательные операции с рабочими и обеспечить наибольшую производительность станка.

Сокращение времени на вспомогательные движения (холостые ходы) для повышения производительности станка обеспечивается совершенствованием привода и системы управления. Ограничения по скорости

вспомогательных движений связаны с возникающими при этом инерционными нагрузками и их отрицательным влиянием по различным критериям работоспособности деталей и механизмов станка. Все виды внецикловых потерь сокращаются при комплексной автоматизации и совершенствовании системы управления как отдельным станком, так и всем автоматизированным производством на базе вычислительной техники.

Автоматизация смены инструмента и совмещение операций смены затупленного инструмента на станке с рабочими операциями сокращают потери времени на замену инструмента. Повышение надежности станков и автоматических систем снижает число отказов и общие затраты на устранение этих отказов.

Надежность станка – свойство станка обеспечивать бесперебойный выпуск годной продукции в заданном количестве в течение определенного срока службы и в условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования.

Нарушение работоспособности станка называют *отказом*. При отказе продукция либо не выдается, либо является бракованной. В автоматизированных станках и автоматических линиях отказы могут быть связаны с нестабильностью условий работы под влиянием отдельных случайных факторов или их сочетания: разброс параметров заготовок, переменность сил резания и трения, отказ элементов систем управления и т.д. Кроме того, причинами отказов может быть потеря первоначальной точности станка из-за изнашивания его частей и ограниченной долговечности важнейших его деталей и механизмов (направляющих, опор, шпинделей, передач винт-гайка, фиксирующих устройств и т.п.).

Безотказность станка – свойство станка непрерывно сохранять работоспособность в течение некоторого времени.

Долговечность станка – свойство станка сохранять работоспособность в течение некоторого времени с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонта до наступления предельного состояния. Долговечность отдельных механизмов и деталей станка связана главным образом с изнашиванием подвижных соединений, усталостью при действии переменных напряжений и старением.

Изнашивание подвижных соединений в станке (направляющих, опор шпинделя, передач винт-гайка и др.) является важнейшей причиной ограничений долговечности по критерию сохранения первоначальной точности.

Ремонтопригодность станка – свойство, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказов, повреждений и поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем проведения технического обслуживания и ремонтов. Этот критерий является особенно важным для станков с высокой

степенью автоматизации и автоматических станочных систем, т.к. определяет стоимость затрат на устранение отказов и связанные с этим простои дорогостоящего оборудования.

Технический ресурс – наработка от начала эксплуатации или ее обновления после среднего и капитального ремонта до перехода в предельное состояние. Для определения долговечности отдельных элементов (деталей и механизмов станка) используют средний ресурс (математическое ожидание).

Технологическая надежность станков и станочных систем как свойство сохранять во времени первоначальную точность оборудования и соответствующее качество обработки имеет важное значение в условиях длительной и интенсивной эксплуатации. В основе аналитических методов оценки технологической надежности станков лежит разработка математической модели, отражающей характер изменения точности обработки или точности систем станка во времени.

Гибкость станочного оборудования – способность к быстрому переналаживанию при изготовлении других, новых деталей. Чем чаще происходит смена обрабатываемых деталей и чем большее число разных деталей требует обработки, тем большей гибкостью должен обладать станок или соответствующий набор станочного оборудования. Гибкость характеризуют двумя показателями: универсальностью и переналаживаемостью.

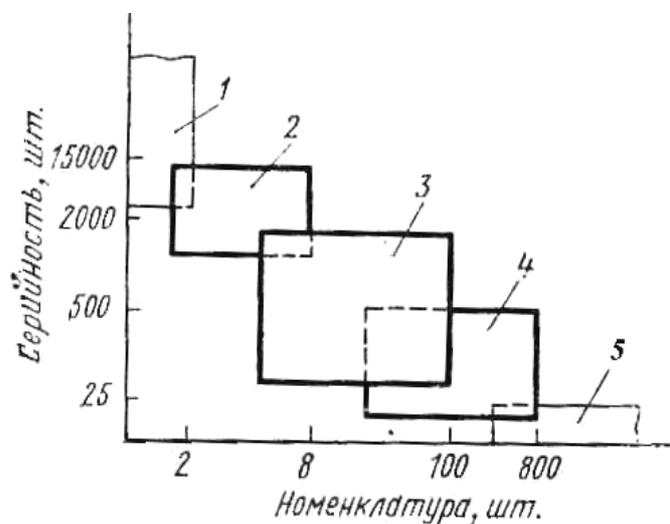
Универсальность определяется числом разных деталей, подлежащих обработке на данном станке, т.е. номенклатурой обрабатываемых деталей.

Целесообразная гибкость оборудования связана с номенклатурой обрабатываемых деталей (рисунок 1.1).

Переналаживаемость определяется потерями времени и средств на переналадку станочного оборудования, при переходе от одной партии заготовок к другой. Таким образом, переналаживаемость является показателем гибкости оборудования и зависит от числа партий деталей, обрабатываемых на данном оборудовании в течение года.

Для каждого вида станочного оборудования существуют вполне определенные затраты на каждую переналадку. С увеличением числа деталей в партии общие затраты на переналадку снижаются, но при этом увеличиваются затраты на хранение деталей, которые не сразу идут в дальнейшую работу, например, на сборку, а создают незавершенное производство. Таким образом, для каждого вида станочного оборудования с его переналаживаемостью существует оптимальный размер партии обрабатываемых деталей. Чем меньше оптимальный размер партии, тем большей гибкостью обладает станочное оборудование. Применение средств вычислительной техники

для управления станками, оснащение их манипуляторами и устройствами ЧПУ позволили существенно повысить гибкость оборудования при высокой степени автоматизации.



- 1 – автоматические линии; 2 – перенастраиваемые автоматические линии;
3 – гибкие станочные системы; 4 – станочные модули и станки с ЧПУ;
5 – станки с ручным управлением**

Рисунок 1.1. – Примерные области использования станочного оборудования

Геометрическая точность зависит от ошибок соединений и влияет на точность взаимного расположения узлов станка при отсутствии внешних воздействий. Геометрическая точность зависит большей частью от точности изготовления соединений базовых деталей и качества сборки станка. На погрешности в расположении основных узлов станка существуют нормы; соответствие этим нормам проверяют для нового станка и периодически при его эксплуатации. Нормы на допустимые для данного станка геометрические погрешности зависят от требуемой точности изготовления на нем деталей.

Кинематическая точность необходима для станков, в которых сложные движения требуют согласования скоростей нескольких элементарных движений. Нарушение согласованных движений нарушает правильность заданной траектории движения инструмента относительно заготовки и искажает тем самым форму обрабатываемой поверхности. Особое значение кинематическая точность имеет для зубообрабатывающих, резбонарезных и других станков для сложной контурной обработки.

Точность позиционирования характеризуется ошибкой вывода узла станка в заданную позицию по одной или нескольким координатам. На точность позиционирования влияет большое число систематических и случайных

погрешностей. Точность позиционирования является важной характеристикой качества всех станков с ЧПУ. Если известна характеристика точности позиционирования для данного конкретного станка, то ее можно уточнить при отработке управляющей программы.

Жесткость станков характеризует их свойство противостоять появлению упругих перемещений под действием постоянных или медленно изменяющихся во времени силовых воздействий.

Прочность – способность деталей (в т.ч. их материалам) сопротивляться поломке или пластическому деформированию. Для большинства основных характеристик деталей станка, таких как шпиндель, если обеспечена достаточная жесткость, то прочность гарантируется с запасом.

Виброустойчивость станка или динамическое его качество определяет его способность противодействовать возникновению колебаний, снижающих точность и производительность станка.

Подробная методика расчета приведенных технико-экономических показателей и критериев работоспособности приведена в учебнике [5].

Глава 2

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ РЕАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ В МАШИНОСТРОЕНИИ

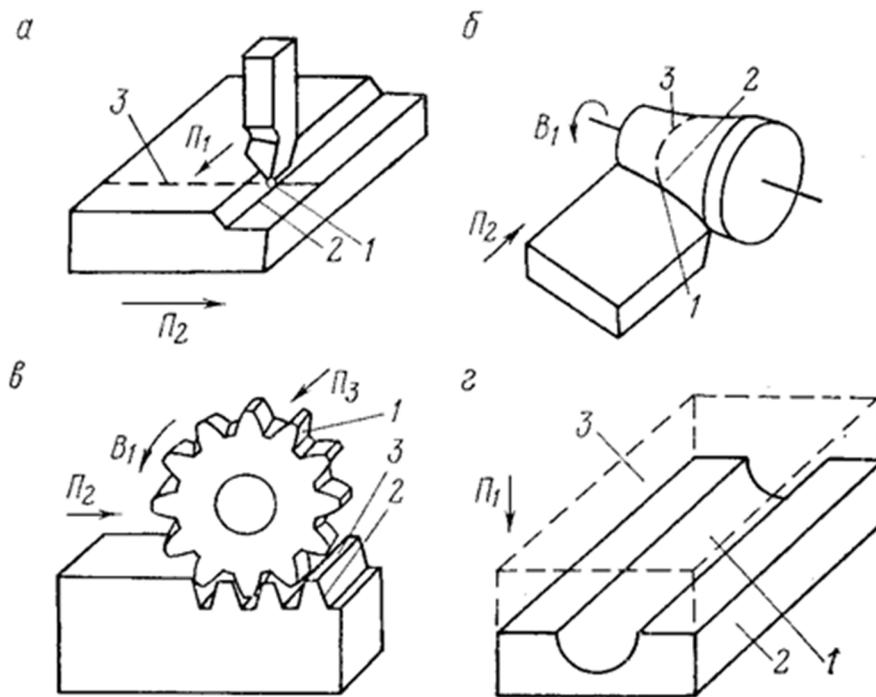
2.1 Понятие о характеристическом образе инструмента

Форма любой детали есть замкнутое пространство, ограниченное реальными геометрическими поверхностями, которые образованы в результате обработки тем или иным технологическим способом: резанием, штамповкой, литьем, наплавкой и т.д. При этом, какой бы способ формообразующей обработки ни был применен, реальные поверхности детали всегда отличаются от идеальных геометрических поверхностей, которыми мысленно оперируют при конструировании изделий. Реальные поверхности, полученные на технологическом оборудовании, в т.ч. на металлорежущих станках, отличаются от идеальных формой, размерами и шероховатостью. Теоретически процесс формообразования реальных поверхностей на технологическом оборудовании аналогичен процессу формирования идеальных поверхностей в проективной геометрии, т.е. базируется на идеальных геометрических представлениях. Таким образом, формообразование реальной поверхности в металлообработке любым способом представляет собой по существу процесс образования соответствующей геометрической поверхности, под которой (по Г. Монжу) обычно понимают след, оставляемый одной производящей линией, называемой образующей, при ее движении по другой производящей линии – направляющей. Производящие линии реальных поверхностей создаются при помощи вспомогательных элементов [2], материализованных на рабочей части инструмента. Вспомогательным элементом могут быть материальная точка, линия или некоторая поверхность (рисунок 2.1).

При строгании плоскости вспомогательным элементом (рисунок 2.1, *а*) является точка I – вершина резца. Обе воспроизводящие линии (образующая 2 и направляющая 3) в этом случае воспроизводятся соответственно движением Π_1 резца и движением Π_2 заготовки.

Вспомогательный элемент – линия по форме и протяженности может соответствовать форме и протяженности образуемой линии. При точении фасонной поверхности (рисунок 2.1, *б*) режущая кромка I резца является копией образующей 2 получаемой поверхности. В этом случае воспроизведение образующей происходит без движения формообразования, необходимо только установочное движение Π_2 для перемещения вспомогательного элемента в исходное положение. Направляющая 3 воспроизводится движением B_1 заготовки.

Вспомогательный элемент – линия – по форме и протяженности может не соответствовать форме и протяженности образуемой линии. Например, при долблении зубчатой рейки (рисунок 2.1, в) режущая кромка 1 долбяка представляет собой последовательно чередующиеся дуги окружностей, левой и правой эвольвент, а воспроизводимая во время обработки направляющая 2 зубчатой поверхности рейки – ломаную линию. Направляющая 2 в этом случае получается качением B_1 долбяка, согласованным с поступательным движением Π_2 заготовки. Образующая 3 воспроизводится движением Π_3 долбяка.



a – точка; b – линия, по форме и протяженности аналогичная воспроизводимой линии; v – линия, соответствующая боковой стороне зуба; z – поверхность, соответствующая воспроизводимой поверхности

Рисунок 2.1. – Виды вспомогательных элементов, материализованные на рабочей части инструмента

Вспомогательный элемент – поверхность – по форме и протяженности соответствует образуемой поверхности. Например, при штамповке рабочая поверхность 1 инструмента (матрицы 2 и пуансона 3) является копией воспроизводимой поверхности (см. рисунок 2.1, z). В этом случае образование поверхности происходит без движений формообразования. Необходимо только установочное движение Π_1 для перемещения вспомогательного элемента в конечное положение.

Отметим, что в приведенной геометрической интерпретации образования реальной поверхности темп воспроизведения образующей выше

темпа воспроизведения направляющей. Поэтому во всех последующих рассуждениях, когда речь будет идти о схемах образования поверхностей, первой будем указывать образующую, а затем – направляющую получаемой поверхности.

Различные инструменты (например, токарный резец) имеют один вспомогательный элемент, другие (например, фреза или многошариковая раскатка) – несколько расположенных последовательно вспомогательных элементов. Будем рассматривать вспомогательный элемент как множество материальных точек M_3 . Тогда в общем виде совокупность вспомогательных элементов любого инструмента это вполне определенный класс P множеств M_3 :

$$P = \{M_3\}_i, (i = 1, 2, 3, \dots k). \quad (2.1)$$

Будем называть класс P характеристическим образом инструмента [3], т.к. именно этот класс определяет поведение производящих линий в процессе формообразования реальных поверхностей.

Характеристический образ резца содержит одно множество M_3 материальных точек, мощность которого у острозаточенного резца (см. рисунок 2.1, а) равна единице (точка – вершина резца). При строгании широким резцом мощность множества M_3 больше единицы и равна мощности ширины получаемой строки. Мощность множества M_3 фасонного резца (см. рисунок 2.1, б) равна мощности образующей обрабатываемой поверхности. Характеристический образ зуборезного долбяка (см. рисунок 2.1, в) есть K -элементный класс равномошных множеств M_3 . Характеристический образ штампа для объемной штамповки (см. рисунок 2.1, г) – декартово произведение

$$P_{шт} = \{M_{3о} \times M_{3н}\},$$

где $M_{3о}$ и $M_{3н}$ – однопараметрические множества, мощность которых равна соответственно мощности образующей и направляющей получаемых поверхностей.

Понятие о характеристическом образе определено применительно к инструменту, посредством которого осуществляют воздействие на твердое тело. Однако в формообразующей обработке значительную группу составляют способы, в которых воздействие на твердое тело осуществляют посредством объекта, мало напоминающего инструмент в традиционном его представлении. Например, при дробеструйной обработке поверхностным пластическим деформированием функцию инструмента выполняет струя дроби. Известны также способы формообразующей обработки, в которых функцию инструмента выполняет какое-либо физическое явление. Например, при лазерном сверлении отверстий сверхмалого диаметра

(например, капиллярных) сфокусированный луч, прожигая твердое тело в течение какого-то времени, образует в нем заданное цилиндрическое отверстие. Окружность, ограничивающая сфокусированный луч, является характеристическим образом. Его отображение на обрабатываемой заготовке – одновременно воспроизведенная образующая. Перемещение образующей вдоль получаемой поверхности воспроизводит направляющую – прямую линию. Таким образом, характеристический образ лазерного луча есть множество M_3 , мощность которого равна образующей получаемой поверхности.

В таблице 2.1 приведен ряд инструментов в традиционном понимании, а также ряд объектов, заменяющих инструмент, с указанием мощности их характеристических образов. В фигурных скобках дана мощность отдельного вспомогательного элемента, индекс при скобках обозначает их количество. Для некоторых инструментов даны не конкретные значения, а буквенные. Буква E обозначает, что мощность характеристического образа равна мощности воспроизводимой линии; M_3 – мощность характеристического образа больше единицы, но меньше воспроизводимой линии; K – целое число, обозначающее количество вспомогательных элементов инструмента. Такая неопределенность объясняется тем, что есть инструменты, которые характеризуются большим разнообразием конструкций, например, зуборезные долбяки и зуборезные рейки имеют различное число режущих зубьев, т.е. вспомогательных элементов.

Таблица 2.1. – Мощность характеристического образа P некоторых инструментов

Название инструмента	Мощность характеристического образа P	Название инструмента	Мощность характеристического образа P
Острозаточенный резец	$\{1\}_1$	Червячная фреза	$\{M_3\}_K$
Широкий резец	$\{M_3\}_1$	Деформирующий шарик	$\{M_3\}_1$
Фасонный резец	$\{E\}_1$	Шариковая раскатка	$\{M_3\}_K$
Зубострогальный резец	$\{M_3\}_1$	Штамп для объемной штамповки	$\{E \times E\}_1$
Круглый вращающийся резец	$\{M_3\}_1$	Луч лазера – сверло	$\{E\}_1$
Сверло	$\{1\}_2$	Поле центробежных сил	$\{E \times E\}_1$
Развертка, зенкер	$\{1\}_1$	Поток дроби	$\{1\}_K$
Модульная фреза	$\{E\}_K$	Магнитное формирующее поле	$\{E \times E\}_1$
Зуборезный долбяк	$\{M_3\}_K$	Зуборезная рейка	$\{M_3\}_K$

Приведенные примеры, взятые из разных областей формообразующей обработки, позволяют утверждать, что понятие о характеристическом образе инструмента или объекта, заменяющего инструмент, является всеобщим, охватывающим все возможные способы обработки независимо от того, каким образом осуществляется воздействие на твердое тело.

2.2 Геометрические классы воспроизведения реальных поверхностей

Будем рассматривать образующую и направляющую как вполне определенные множества точек M_o и M_n . Тогда можно утверждать, что любая реальная поверхность в произвольный момент времени может быть представлена в виде произведения двух одномерных множеств, каждое из которых является однозначным отображением характеристического образа P инструмента в множества M_o и M_n при относительном перемещении характеристического образа по производящим линиям

$$f:P \rightarrow M_o; f:P \rightarrow M_n.$$

В качестве способа, посредством которого каждому $x \in P$ ставится в соответствие некоторый элемент из M_o и M_n , укажем операцию пересечения множеств M_o и M_n с характеристическим образом P . Следовательно, чтобы рассмотреть конкретные классы образования реальных поверхностей во времени, достаточно проследить, как во времени образуются одномерные множества: образующая и направляющая линии.

Рассмотрим отображение характеристического образа P в множество M точек отрезка L плоской кривой, отсчитываемой от некоторой фиксированной точки O на этой кривой, как однопараметрическое семейство точек, зависящих от времени t .

В выражении (2.1) $i = 1$. Тогда характеристический образ содержит единственное множество

$$M_o = \{x\}.$$

Пусть характеристический образ P непрерывно скользит вдоль кривой L . Тогда единственному элементу $x \in M_o$ при его отображении в M будет непрерывно и однозначно соответствовать образ $f(x)$ в множестве M , фиксируясь на отрезке OL (рисунок 2.2) как возрастающая во времени последовательность

$$A_1 = \{f(x)_1, f(x)_2, \dots, f(x)_n\}. \quad (2.2)$$

Назовем такой вид образования производящей линии непрерывным при скольжении (H_{11}^c).

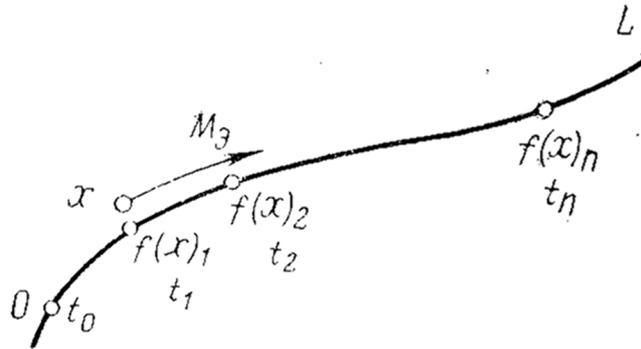


Рисунок 2.2. – Класс образования производящих линий
вида H_{11}^c

Пусть характеристический образ P совершает сложное движение, например, вращается вокруг некоторой точки O_1 , перемещающейся вдоль кривой L (рисунок 2.3).

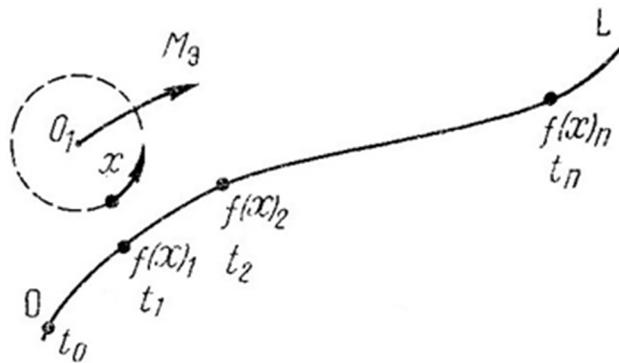


Рисунок 2.3. – Класс образования производящей линии
вида II_{11}

Тогда элемент $x \in M_3$ будет отображаться в множество M через некоторые промежутки времени, определяемые круговой частотой вращения характеристического образа P относительно точки O_1 . На отрезке OL будет фиксироваться возрастающая во времени последовательность

$$A_2 = \{f(x)_1, f(x)_2, \dots, f(x)_n\}. \quad (2.3)$$

Назовем такой вид образования производящей линии прерывистым (II_{11}).

Допустим характеристический образ имеет ряд множеств, т.е.

$$M_3 = \{x\}_j, (j = 2, 3, \dots, n).$$

Пусть характеристический образ P обкатывается по кривой L (рисунок 2.4). Тогда произвольному элементу $x \in M_3$ при отображении в M будет

однозначно соответствовать образ $f(x)_j$ в множестве M . На отрезке OL образы будут фиксироваться в виде возрастающей во времени последовательности

$$A_3 = \{f(x)_2, f(x)_3, \dots, f(x)_n\}. \quad (2.4)$$

Назовем такой вид образования производящей линии непрерывным при качении (H_{1j}^k).

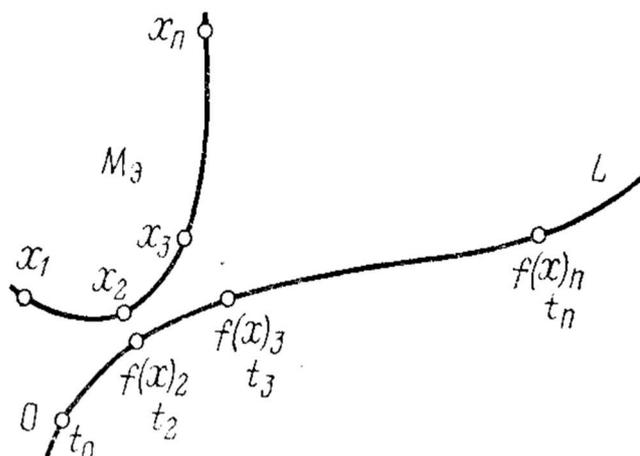


Рисунок 2.4. – Класс образования производящей линии вида H_{1j}^k

При отображении характеристического образа P одновременно каждому $x_j \in M$, ставится в соответствие $f(x)_j \in M_3$. Следовательно, на отрезке OL (рисунок 2.5) одновременно фиксируется множество

$$A_4 = \{f(x)_j\}, (j = 2, 3, \dots, n). \quad (2.5)$$

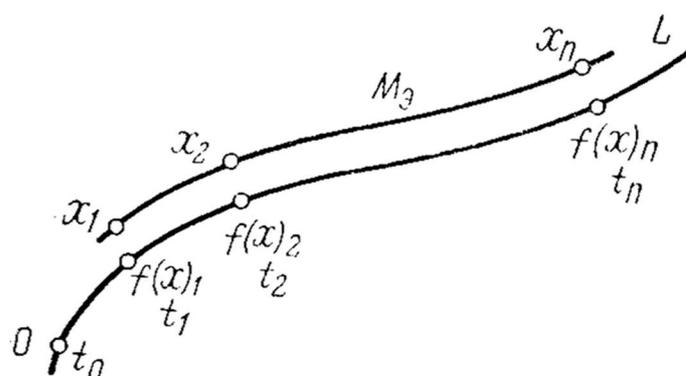


Рисунок 2.5. – Класс образования производящей линии вида E

Таким образом, получим схему единовременного (E) образования производящей линии. Характерная особенность данной схемы – зеркальное отображение характеристического образа на множестве M . Рассматривая линию как поверхность, у которой ширина бесконечно мала, можно воспользоваться также термином «покрытие», используемом в теории множеств.

В выражении (1.1) $i = 2, 3, \dots, k$. Тогда характеристический образ P представляет собой последовательность равномоощных множеств $M_{\exists i}$:

$$M_{\exists i} = \{X\}.$$

Пусть характеристический образ P совершает сложное движение – вращается вокруг мгновенного центра O_1 , перемещающегося вдоль кривой L так, что каждому элементу $x \in M_{\exists i}$ будет однозначно соответствовать образ $f(x)_i \in M$. На отрезке OL (рисунок 2.6) через промежутки времени, определяемые частотой вращения P относительно O_1 , будет фиксироваться возрастающая во времени последовательность семейства одноэлементных образов

$$A_5 = \{f(x)\}_i, \quad (i = 2, 3, \dots, k). \quad (1.6)$$

Назовем такой вид образования производящей линии прерывистым (Π_{i1}).

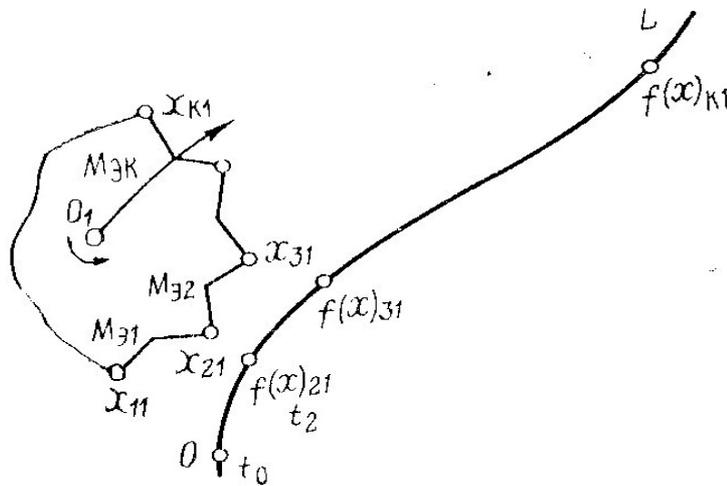


Рисунок 2.6. – Класс образования производящей линии вида Π_{i1}

Пусть характеристический образ P обкатывается по кривой L так, что каждому $x_j \in M_{\exists}$ при отображении в M взаимно однозначно соответствует образ $f(x)_{ij}$. Тогда на отрезке OL (рисунок 2.7) будет фиксироваться непрерывно возрастающая во времени последовательность

$$A_6 = \{ \{f(x)_{22}, f(x)_{23}, \dots, f(x)_{2n}\} \{f(x)_{32}, f(x)_{33}, \dots, f(x)_{3n}\} \dots, \{f(x)_{k2}, f(x)_{k3}, \dots, f(x)_{kn}\} \} \quad (1.7)$$

Назовем такой вид образования производящей линии непрерывным при качении ($H^{k_{ij}}$).

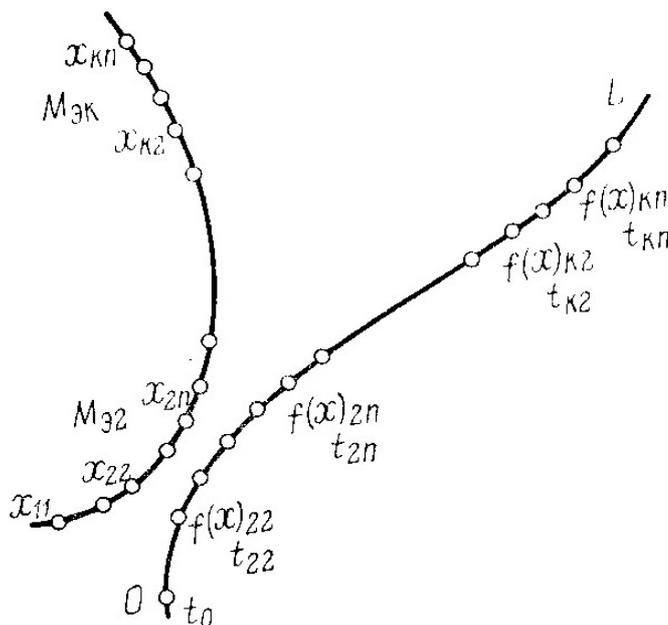


Рисунок 2.7. – Класс образования производящей линии вида $H^{k_{ij}}$

Сравнивая схемы образования производящих линий $H^{k_{1j}}$ и $H^{k_{ij}}$, отметим, что они имеют сходную физическую сущность, а индексы при H отражают структурную особенность характеристического образа P . Первый индекс обозначает количество вспомогательных элементов, а второй – мощность, то есть протяженность вспомогательного элемента. Следовательно, схемы $H^{k_{1j}}$ и $H^{k_{ij}}$ можно считать частными случаями класса H^k . То же можно отметить и для схем Π_{11} и Π_{i1} , объединяя их в класс Π .

При сравнении схем H^c_{11} и $H^{k_{ij}}$ видно, что они имеют принципиально различную физическую природу, т.к. верхний индекс отражает функциональную особенность характеристического образа. Его особенность состоит в том, что в сравниваемых схемах движение характеристического образа принципиально различно. По первой схеме характеристический образ скользит вдоль воспроизводимой линии, по второй – катится без скольжения.

Будем считать, исходя из условий образования реальных поверхностей, множества (2.2)–(2.7) равномошными, если они рассматриваются на отрезках OL одинаковой протяженности. Тогда в порядке возрастания теоретической производительности классы образования производящих линий располагаются следующим образом: Π , H^c , H^k , E .

Аналогами полученных классов образования производящих линий являются классы, сформулированные на вербальном языке [2] соответственно касание, след, обкат, копирование.

Сочетая каждый из четырех классов возникновения образующей с каждым из тех же классов возникновения направляющей, получаем 16 теоретически возможных классов образования реальных поверхностей. Их многообразие на вербальном языке и в скобках на языке теории множеств при обработке на металлорежущих станках в порядке возрастания производительности располагаются так: касание – касание ($P-P$), касание – след ($P-H^C$), касание – обкат ($P-H^K$), касание – копирование ($P-E$), след – касание (H^C-P), след – след (H^C-H^C), след – обкат (H^C-H^K), след – копирование (H^C-E), обкат – касание (H^K-P), обкат – след (H^K-H^C), обкат – обкат (H^K-H^K), обкат – копирование (H^K-E), копирование – касание ($E-P$), копирование – след ($E-H^C$), копирование – обкат ($E-H^K$), копирование – копирование ($E-E$).

Из полученных классов образования реальных поверхностей три практически неосуществимы. Действительно, в теоретических классах $P-E$, H^C-E , H^K-E направляющая производящая линия должна создаваться одновременно, т.е. зеркальным отображением характеристического образа. Однако полученная таким образом производящая линия обычно играет роль образующей, т.к. имеет наиболее высокий темп воспроизведения. Направляющая производящая линия может быть создана зеркальным отображением характеристического образа в том случае, когда образующая производящая линия создается также зеркальным отображением, т.е. данный случай соответствует классу $E-E$ двойного зеркального отображения (покрытия) характеристического образа. Следовательно, в практике формообразующей обработки осуществимы лишь 13 из 16 теоретически возможных геометрических классов образования поверхностей.

Геометрические классы образования производящих линий различаются количеством движений, производительностью, протяженностью контакта характеристического образа инструмента и заготовки, существенно влияющими на качественные и энергетические параметры технологических процессов. Указанными параметрами можно управлять, комбинируя классы P , H^C , H^K , E между собой. В результате получим комбинированные подклассы образования производящих линий.

Сочетая комбинированные подклассы возникновения производящих линий между собой и с основными геометрическими классами, получим все многообразие теоретически возможных подклассов образования поверхностей при формообразующей обработке [3].

2.3 Осуществимые классы воспроизведения реальных поверхностей

На рисунке 2.8 приведены примеры, иллюстрирующие осуществимые классы геометрического образования реальных поверхностей. При этом уместно отметить, что приведенные схемы также иллюстрируют пионерные

способы формообразующей обработки в машиностроении (виртуальные технические решения), относящиеся к объектам интеллектуальной собственности, защищаемыми патентами.

На рисунке 2.8 (а–в) показаны классы образования поверхностей, когда образующая геометрическая линия воспроизводится прерывисто (Π).

Так, при планетарном фрезоточении цилиндрической поверхности образующая – окружность этой поверхности (рисунок 2.8, а) воспроизводится двумя движениями: вращением B_1 заготовки вокруг собственной оси ее вращением B_2 вокруг оси, параллельной оси заготовки. Направляющая – прямая линия, параллельная оси заготовки, также воспроизводится прерывисто: вращением B_3 резца и его перемещением Π_4 . Класс образования поверхности (Π – Π).

При планетарном точении цилиндрической поверхности (рисунок 2.8, б) образующая, как и в предыдущем примере, воспроизводится двумя вращениями B_1 и B_2 , а направляющая – скольжением Π_3 резца вдоль оси заготовки. Класс образования поверхности (Π – H^c).

При шлифовании дисковым однониточным кругом с прямолинейным профилем цилиндрического прямозубого колеса (рисунок 2.8, в) образующая (прямая линия) воспроизводится вращением B_1 шлифовального круга и его поступательным перемещением Π_2 вдоль образующей, а направляющая (эвольвента) – непрерывно при качении двумя согласованными движениями: вращением B_3 заготовки и ее поступательным перемещением Π_4 . Класс образования поверхности Π – H^c .

На рисунке 2.8 (д–ж) показаны классы образования поверхностей, когда образующая геометрическая линия воспроизводится непрерывно при скольжении (H^c).

Так, при строгании плоскости (рисунок 2.8, д) образующая – прямая линия – воспроизводится поступательным перемещением Π_1 резца, а направляющая – также прямая линия – периодическим перемещением Π_2 заготовки. Класс образования поверхности H^c – Π .

При точении цилиндрической поверхности детали (рисунок 2.8, е) образующая – окружность – воспроизводится вращением B_1 заготовки, а направляющая – прямая линия, параллельная оси заготовки, – непрерывно скольжением Π_2 резца вдоль оси заготовки. Класс образования поверхности H^c – H^c .

При точении цилиндрической поверхности детали чашечным вращающимся резцом (рисунок 2.8, ж) образующая, как и в предыдущем примере, воспроизводится вращением B_1 заготовки, а направляющая – качением чашечного резца вдоль заготовки, осуществляемым его вращением B_2 и поступательным перемещением Π_3 . Класс образования поверхности H^c – H^c .

На рисунке 2.8 (и-л) приведены примеры классов образования поверхностей, когда образующая геометрическая линия воспроизводится непрерывно при качении (H^K).

		Классы воспроизведения образующей			
		П	H^C	H^K	Е
Классы воспроизведения направляющей	П	а	д	и	н
	H^C	б	е	к	о
	H^K	в	ж	л	п
	Е	з <i>Неосуществим</i>	з <i>Неосуществим</i>	м <i>Неосуществим</i>	р

Рисунок 2.8. – Классы геометрического образования реальных поверхностей

Так, при нарезании цилиндрического прямозубого колеса червячной фрезой (см. рисунок 2.8, *и*) образующая – линия, состоящая из упорядоченно расположенных дуг эвольвенты и окружности, – воспроизводится качением (обкатом) из двух согласованных движений: вращения V_1 фрезы и вращения V_2 заготовки, а направляющая – прямая линия, параллельная оси заготовки, – вращением V_1 фрезы и ее поступательным перемещением $П_3$. Класс образования поверхности $H^k-П$.

При зуботочении цилиндрического зубчатого колеса (см. рисунок 2.8, *к*) инструментом типа зуборезного долбяка образующая – линия, состоящая из упорядоченно расположенных дуг эвольвенты и окружности, воспроизводится, как в предыдущем примере, согласованными движениями: вращением V_1 инструмента и вращением V_2 заготовки, а направляющая – прямая линия – скольжением $П_3$ инструмента вдоль оси заготовки. Класс образования поверхности H^k-H^c .

При обкатывании фасонной детали шариком (см. рисунок 2.8, *л*) образующая – окружность – воспроизводится качением шарика по этой окружности движением V_1 заготовки и V_2 шарика, а направляющая – кривая линия – качением шарика движениями V_3 вращения шарика и $П_4$ его перемещения вдоль кривой, эквидистантной к направляющей. Класс образования поверхности H^k-H^k .

Последняя группа примеров (см. рисунок 2.8, *н-р*) иллюстрирует классы образования поверхностей, когда образующая геометрическая линия воспроизводится одновременно (E) как зеркальное отображение характеристического образа. Этой группе образования поверхностей воспроизведение образующей движений не требуется.

При фрезеровании плоскости цилиндрической фрезой (см. рисунок 2.8, *н*) направляющая – прямая линия – воспроизводится прерывисто вращением V_1 фрезы и поступательным перемещением $П_2$ заготовки. Класс образования поверхности $E-П$.

При точении фасонным резцом (см. рисунок 2.8, *о*) направляющая – окружность – воспроизводится непрерывно при скольжении вращением V_1 заготовки. Класс образования поверхности $E-H^c$.

При обкатывании полноконтактным роликом фасонной поверхности (см. рисунок 2.8, *н*) направляющая – окружность – воспроизводится непрерывно при качении вращением V_1 заготовки и вращением V_2 ролика. Класс образования поверхности ($E-H^k$).

При объемной штамповке (см. рисунок 2.8, *р*) направляющая, как и образующая, воспроизводится одновременно (E) как зеркальное отображение характеристического образа. Следовательно, для образования поверхности движений не требуется. Класс образования поверхности $E-E$.

Отметим, что движение закрывания штампа не является формообразующим, оно только подготавливает формообразование. В станковедении такое движение называют движением врезания. В других отраслях знания это движение не имеет определенного названия.

2.4 Классификация движений в металлорежущих станках

Все движения в станках принято называть исполнительными. По целевому признаку их можно разделить на движения: формообразования Φ , врезания Vr , деления D , позиционирования $Пз$, управления $Упр$, вспомогательные Vc .

Формообразование Φ – согласованные относительные движения заготовки и режущего инструмента, которые непрерывно создают производящие линии, и следовательно, поверхность заданной формы. В зависимости от формы производящей линии и класса ее образования движения формообразования могут быть простыми, сложными и составными. К простым или элементарным движениям формообразования относят вращательное $-\Phi(B)$ и прямолинейное $-\Phi(П)$.

Сложными формообразующими движениями являются те, траектории которых образуются в результате согласованности функционально связанных двух и более вращательных или прямолинейных движений, а также их сочетаний. Примеры условной записи сложных формообразующих движений: $\Phi(B_1B_2)$, $\Phi(B_1П_2)$, $\Phi(B_1П_2П_3)$ и т.п. Такая запись двух и более элементарных движений указывает на то, что они функционально связаны и тем самым создают единое сложное двухэлементарное, трехэлементарное и т.п. движение. Примером сложного двухэлементарного движения является движение $\Phi_v(B_1B_2)$, воспроизводящее профиль зубьев (образующую) при зубофрезеровании червячной фрезой (см. рисунок 2.8, *и*).

Составными формообразующими движениями являются те, траектория которых образуется простыми, выполняемыми одновременно, функционально несвязанными движениями. Примером составного движения является движение касания $\Phi_s(П_3*V_1)$, воспроизводящее линию зубьев (направляющую) при зубофрезеровании червячной фрезой (см. рисунок 2.8, *и*). В этой записи символом «*» показывается особенность движения касания при воспроизведении воспроизводящих линий.

Врезание Vr – движение инструмента или заготовки, устанавливающее их в процессе резания в исходное для процесса формообразования положение. Примером движения врезания является движение $Vr(П_2)$ при точении сферической поверхности (см. рисунок 2.8, *о*).

Деление D – движение, перемещающее траекторию движения формообразования на определенную, в большинстве случаев постоянную, величину для образования нескольких одинаковых по форме поверхностей.

Например, при шлифовании цилиндрического зубчатого колеса дисковым шлифовальным кругом (см. рисунок 2.8, в) после шлифования очередной впадины движением $D(B_5)$ обрабатываемую заготовку поворачивают на угловой шаг зубьев.

Движения деления могут быть периодическими или непрерывными, что зависит в основном от конструкции режущего инструмента. В приведенном примере это движение периодическое. Непрерывные движения деления по своей структуре совпадают с одним из формообразующих движений, которое выполняет одновременно процессы формообразования.

Позиционирование Pz – движение, обеспечивающее перемещение траектории движений формообразования и врезания в новое геометрическое положение.

К движениям управления ($Uпр$) относят те, которые совершают органы управления, регулирования и координации всех других исполнительных движений станка. К таким органам относятся муфты, реверсивные механизмы, кулачки, ограничители хода и др.

К вспомогательным движениям (Bc) относят движения, обеспечивающие установку, зажим, освобождение, транспортирование заготовки и режущего инструмента в зону обработки, охлаждение, смазывание, удаление стружки, правку инструмента и т.п.

Определяющую роль в формировании кинематической структуры станка играют движения формообразования, врезания и деления. Эти движения требуют точной настройки.

В общем случае любое исполнительное движение в станке характеризуется пятью параметрами пространства и времени: траекторией, скоростью, направлением, путем и исходным положением или исходной точкой. Наиболее важными параметрами любого движения являются траектория и скорость. Параметр траектория определяет точность формы воспроизводимых линий и, как следствие, воспроизводимой поверхности, а параметр скорость темп воспроизведения поверхности.

В зависимости от характера исполнительного движения, формы его траектории, схемы резания, вида и конструкции инструмента теоретически движение может настраиваться по двум, трем, четырем или пяти параметрам. Наибольшее число параметров настройки потребуется лишь сложному движению с незамкнутой траекторией. По четырем параметрам (за исключением настройки на траекторию) осуществляется настройка простого движения с незамкнутой траекторией, по трем параметрам (на траекторию, скорость и направление) – сложное движение с замкнутой траекторией.

Глава 3

ТЕОРИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СТРУКТУРЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

3.1 Понятие о кинематической структуре и функции металлорежущих станков

Современная парадигма познания технологического оборудования [4], в т.ч. металлорежущих станков, это не только изучение кинематической структуры оборудования, но и его синтез, т.е. проектирование кинематической или кинематико-компоновочной структуры. Синтез – это функциональное проектирование реального технического решения (кинематической структуры металлорежущего станка) по заданному функциональному назначению или по закону его функционирования, задаваемому виртуальным техническим решением, т.е. способом формообразующей обработки. В учебном процессе при изучении основополагающих понятий о кинематической структуре и функции металлорежущих станков предпочтительно использование закона функционирования реального технического решения, получаемого на основе анализа виртуального технического решения – способа формообразующей обработки. В этом случае функциональное проектирование пересекается с научно-технической экспертизой изобретений, т.к. позволяет проследить путь создания, или «изобретения», кинематической структуры металлорежущего станка, при определенных условиях защищаемого патентом.

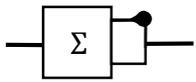
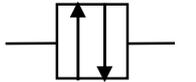
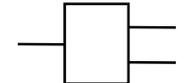
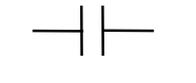
Процесс функционального проектирования носит итерационный характер, т.е. от этапа к этапу, начиная с анализа соответствующего способа формообразующей обработки, последовательно приближает к решению поставленной задачи. Методику функционального проектирования рассмотрим на примерах токарной обработки. При этом для изображения структурных схем металлорежущих станков будем использовать условные обозначения конструктивных элементов этих схем (таблица 3.1).

На *первом этапе* анализируем способы формообразующей обработки, подлежащие реализации в кинематической структуре станка.

На рисунке 3.1, *а* показана схема пионерного способа нарезания резьбы фасонным резцом. Характеристический образ фасонного резца $\{E\}_1$. По этой схеме заготовке I , определенным образом ориентированной в пространстве, сообщают вращательное движение B_1 , а резцу 2 , профиль которого соответствует профилю нарезаемой резьбы, поступательное движение P_2 , согласованное с движением B_1 заготовки. Класс образования резьбы

(винтовой поверхности) копирование – след ($E-H^c$). Причем сложное исполнительное движение $\Phi_v(B_1P_2)$, состоящее из двух согласованных между собой элементарных движения: вращательного B_1 и поступательного P_2 воспроизводит направляющую (винтовую линию) обрабатываемой поверхности. Следовательно, частная винторезная структура станка должна выполнять только одно сложное формообразующее движение $\Phi_v(B_1P_2)$, состоящее из функционально связанных простых (элементарных) движений B_1 и P_2 .

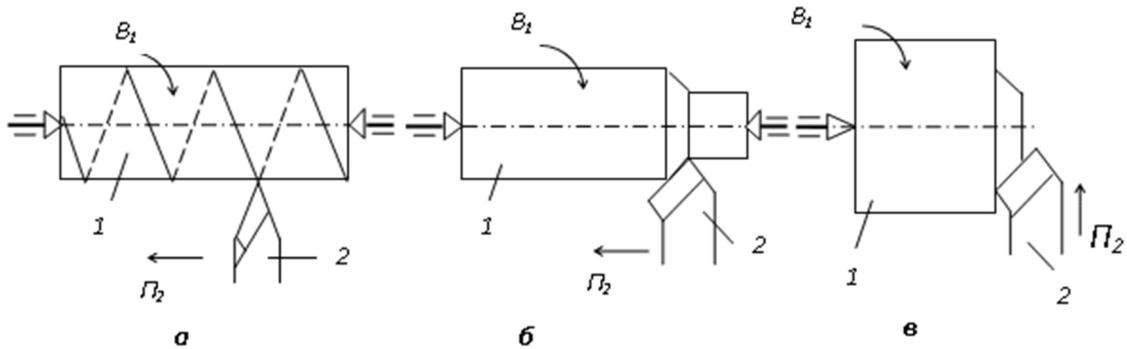
Таблица 3.1. – Условные обозначения элементов структурных схем

Элемент	Название элемента	Элемент	Название элемента
	Суммирующий механизм	— — — —	Механическая кинематическая связь между элементами структурной схемы
	Реверсивный механизм	— — — — →	Немеханическая связь между элементами структурной схемы
	Переключающий механизм		Орган настройки с постоянным передаточным отношением
	Соединительная муфта		Орган настройки с переменным передаточным отношением

На рисунке 3.1, б приведена схема пионерного способа механической обработки цилиндрической поверхности острозаточенным резцом. Характеристический образ острозаточенного резца $\{I\}_1$. По этой схеме заготовке 1, ориентированной в пространстве так же, как в предыдущей схеме, сообщают вращательное движение B_1 , а резцу 2 поступательное движение P_2 . Класс образования поверхности след – след (H^c-H^c). При этом элементарное движение $\Phi_v(B_1)$ воспроизводит образующую геометрической поверхности (окружность), а элементарное движение $\Phi_s(P_2)$ – направляющую (прямую линию, параллельную оси заготовки). Следовательно, частная токарная структура станка для продольного точения должна выполнять два простых (элементарных) формообразующих движений $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_s(P_2)$.

На рисунке 3.1, в приведена схема способа обработки, используемая для проточки торцов деталей типа фланцев, при проточке канавок, снятии фасок и отрезке. По этому способу заготовке 1, ориентированной в пространстве так же, как при нарезании резьбы и при продольном точении, сообщают

вращательное движение B_1 , а резцу 2 поступательное движение Π_2 , перпендикулярно оси заготовки. Характеристический образ инструмента $\{I\}_1$. Класс образования поверхности след + след (H^c-H^c). При этом элементарное движение $\Phi_v(B_1)$ воспроизводит образующую геометрической поверхности (окружность), а элементарное движение $\Phi_s(\Pi_2)$ – направляющую (прямую линию, перпендикулярную оси заготовки). Следовательно, частная кинематическая структура станка для поперечного точения должна выполнять два простых формообразующих движений $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_s(\Pi_2)$.



***a* – нарезание резьбы; *б* – точение цилиндрической поверхности;
в – точение торцевой поверхности**

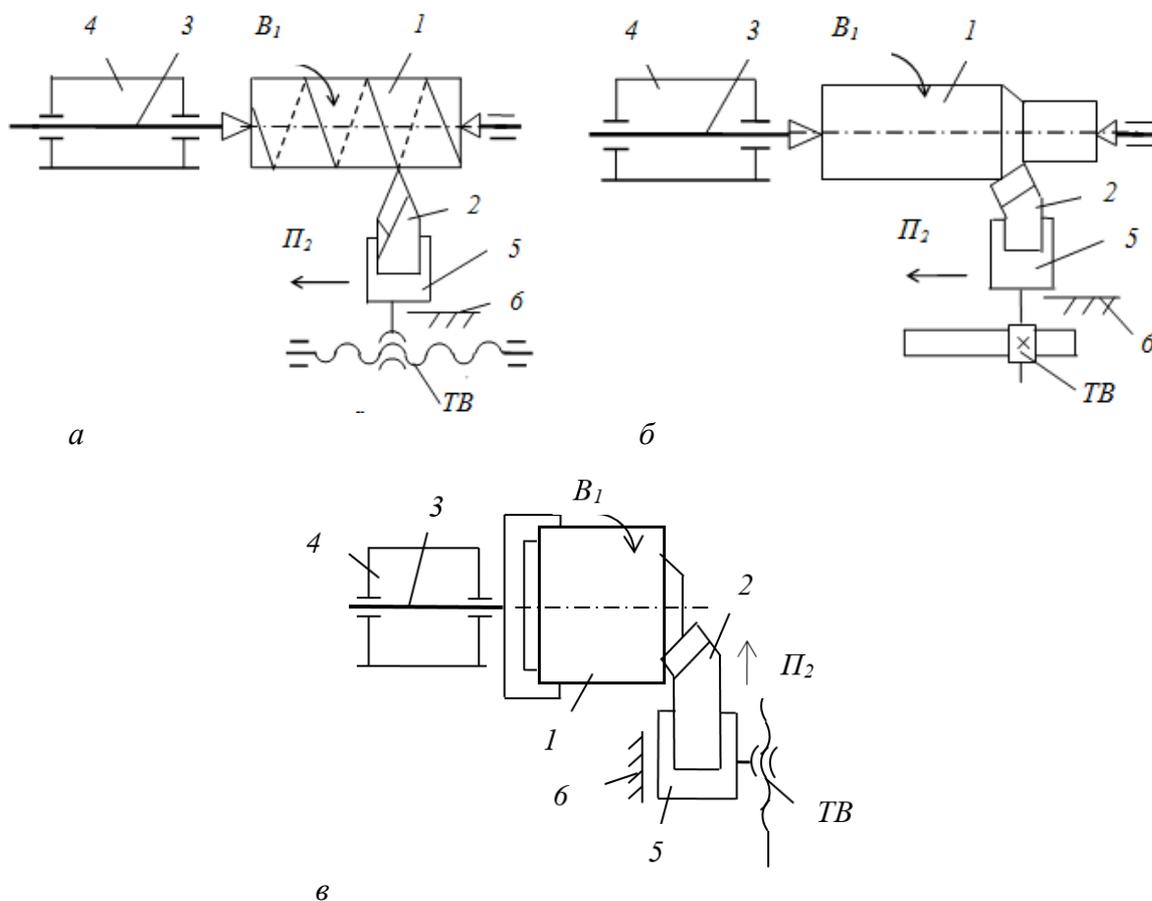
Рисунок 3.1. – Схемы способов формообразующей обработки

Для рассматриваемых способов формообразующей обработки характерно одинаковое относительное положение траектории движения B_1 , а траектории движений Π_2 расположены в одной плоскости. Одинаково также абсолютное геометрическое положение взаимодействующих объектов – заготовки и инструмента в горизонтальной плоскости. На этом основании устанавливаем технологическую компоновку проектируемых частных кинематических структур, или расположение исполнительных органов (подвижных блоков). Такими органами являются блок шпинделя (передняя бабка), несущий заготовку, и инструментальный блок (суппорт), несущий резец.

На *втором этапе* осуществляем графическое оформление (рисунок 3.2) исполнительных органов (подвижных блоков).

Для проектируемых структурных схем исполнительные органы, несущие заготовку 1 и резец 2 конструктивно одинаковы и, следовательно, взаимозаменяемы. Исполнительный орган, несущий заготовку 1 представляет собой шпиндель 3, смонтированный с возможностью вращения B_1 в стационарном блоке 4, называемом передней бабкой. Исполнительный орган, несущий резец 2 (рисунки 3.2, *a* и 3.2, *б*) – это подвижный блок 5, называемый продольным суппортом (кареткой), смонтированным с возможностью поступательного перемещения Π_2 по направляющим 6 параллельно линии

центров станка. Поступательное перемещение суппорта обеспечивается посредством тягового вала (*ТВ*).



a – для нарезания резьбы; *б* – для точения цилиндрической поверхности;
в – для точения торцевой поверхности

Рисунок 3.2. – Исполнительные органы структурных схем

По сложившейся традиции в токарно-винторезных станках с механическими связями в частной кинематической структуре для нарезания резьбы (см. рисунок 3.2, *a*) в качестве *ТВ* используют передачу винт–гайка. А в частной кинематической структуре для точения цилиндрической поверхности (см. рисунок 3.2, *б*) в качестве *ТВ* – передачу зубчатое колесо–рейка. В современных токарно-винторезных станках с ЧПУ в обеих названных структурах используют, как правило, передачу винт–гайка с телами качения.

Исполнительный орган (см. рисунок 3.2, *в*) – несущий резец 2 – это подвижный блок 5, называемый поперечным суппортом, смонтированным с возможностью поступательного перемещения Π_2 по направляющим 6 продольного суппорта (каретки) перпендикулярно линии центров станка. Поступательное перемещение Π_2 поперечного суппорта обеспечивается посредством тягового вала *ТВ* (передача винт–гайка).

На *третьем этапе* решаем вопрос о количестве источников механической энергии, выполняем графическое оформление связей между источниками механической энергии и исполнительными органами, устанавливаем органы настройки параметров исполнительных движений.

Для создания траектории сложного исполнительного движения $\Phi_v(B_1\Pi_2)$, воспроизводящего на заготовке 1 направляющую – винтовую линию нарезаемой резьбы (рисунок 3.3), соединяем шпиндель 3 , смонтированный в подшипниках передней бабки 4 , с TB каретки 5 , несущей резец 2 , посредством жесткой кинематической связи в виде штриховой линии $6-7$. Эта связь, состоящая из последовательно соединенных передач, накладывает ограничения на шпиндель 3 и каретку 5 , не позволяющие им занимать произвольные положения относительно друг друга и иметь произвольные скорости. Данная связь (структурная или кинематическая цепь) создает потенциальную возможность винтового движения $\Phi_v(B_1\Pi_2)$. Для реализации этой возможности соединяем произвольное промежуточное звено 9 связи $6-7$ с электродвигателем M (кинематическая связь $8-9$).

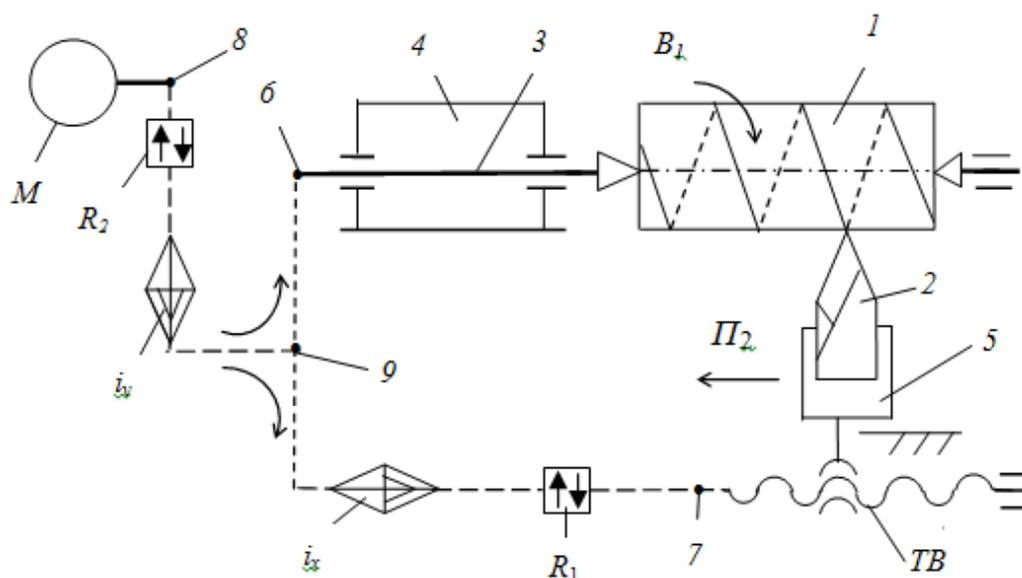


Рисунок 3.3. – Частная структурная схема станка для нарезания резьбы

При включении электродвигателя энергия движения по кинематической связи $8-9$ будет сообщаться через звено 9 в кинематическую связь $6-7$. Это вызовет вращение B_1 шпинделя, несущего заготовку, и продольное перемещение Π_2 каретки, несущей резец. В итоге характеристический образ резца будет совершать относительно заготовки винтовое движение $\Phi_v(B_1\Pi_2)$. При этом соотношение элементарных движений B_1 и Π_2 зависит только от произведения передаточных отношений передач, образующих кинематическую связь $6-7$. Таким образом, эта связь при функционировании имитирует

передачу винт–гайка будет обеспечивать качественную характеристику движения $\Phi_v(B_1P_2)$, т.е. его траекторию. Кинематическая связь, воспроизводящая траекторию исполнительного движения, называется внутренней связью. Количественную характеристику исполнительного движения, т.е. скорость (темп) воспроизведения направляющей винтовой поверхности, обеспечивает кинематическая связь 8–9. Такую связь принято называть внешней связью. Внутренняя и внешняя связи имеют общее звено 9, называемое звеном соединения связей.

Совокупность источника энергии движения исполнительных органов, внутренней и внешней связей принято называть *кинематической группой* с дополнительным названием, соответствующим названию движения, которое создает эта группа.

Сложное винтовое движение $\Phi_v(B_1P_2)$ имеет незамкнутую траекторию. Следовательно, оно должно настраиваться по всем пяти параметрам. Для этого во внутреннюю связь установим два органа настройки: i_x и R_1 . Посредством первого из них настраивают шаг нарезаемой резьбы, посредством второго – возможность нарезания левой или правой резьбы. Во внешней связи установим орган настройки на скорость i_v воспроизведения направляющей и технологический реверс R_2 , предназначенный для реверсирования движения формообразования при многопроходной обработке в исходное положение или при задании направления нарезания резьбы к передней бабки или от нее.

Расположение звена соединения связей 9 имеет принципиальное значение и зависит от расчетной цепи для органа настройки i_v . Элементарные движения B_1 и P_2 , образующие сложное винтовое движение $\Phi_v(B_1P_2)$, всегда одновременны и одинаковы по продолжительности. Это позволяет оценивать скорость сложного исполнительного движения через скорость одного из входящих в него элементарных движений. По сложившейся традиции в теории резания это движение исполнительного органа, имеющего большую скорость и потребляющего большую мощность. В рассматриваемой структурной схеме это шпиндель 3. Следовательно, звено соединения связей 9 целесообразно располагать между шпинделем 3 и органом настройки на траекторию i_x .

Органы настройки исполнительного движения на путь и исходную точку, как правило, на схемах не показывают. Регулирование этих параметров на станках с ручным управлением обычно осуществляют вручную по лимбам (упорам), на станках-автоматах с механическими связями – жесткими программоносителями (кулачками), на станках, оснащенных системами ЧПУ, программно, например, непосредственно на дисплее устройства ЧПУ.

Описание связей структурной схемы винторезного станка, состоящего из одной сложной формообразующей группы, приведено на вербальном языке. При системном анализе и синтезе кинематической структуры следует отдать предпочтение языку символов, т.к. это обеспечивает большую наглядность и компактность описания. Приведем описание рассмотренной кинематической структуры станка на языке символов, используемом в научной литературе по станковедению [2; 4] и в учебной литературе для вузов.

Внутренняя связь:

$$B_1 \leftarrow 3 \leftarrow 6 \leftarrow 9 \rightarrow i_x \rightarrow R_1 \rightarrow 7 \rightarrow TB \rightarrow 5 \rightarrow II_2.$$

Внешняя связь:

$$M \rightarrow 8 \rightarrow R_2 \rightarrow i_v \rightarrow 9.$$

Разнонаправленные стрелки в описании внутренней связи показывают направление разветвления энергии движения после звена соединения связей 9 по обеим ветвям внутренней связи.

Выше, при анализе способов обработки, было показано, что кинематическая структура станка для обработки цилиндрической поверхности должна выполнять два простых (элементарных) формообразующих движения $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_s(II_2)$. На основе исполнительных органов (см. рисунок 3.2, б) проектируем формообразующие группы, выполняющие эти движения, и объединим их в частную структурную схему токарного станка с общим электродвигателем (рисунок 3.4). Обычно внутренняя связь простой кинематической группы – это вращательная или поступательная кинематическая пара. В этом случае траектория исполнительного движения (окружность или прямая линия) обеспечивается конструкцией исполнительного органа.

Группа $\Phi_v(B_1)$ воспроизводит образующую (окружность) цилиндрической поверхности. Ее внутренняя связь – вращательная кинематическая пара

корпус передней бабки 4 → шпиндель 3, несущий заготовку 1 (B_1).

Эта связь создает потенциальную возможность движения $\Phi_v(B_1)$ и обеспечивает его качественную характеристику, т.е. траекторию. Соединим вращающееся звено внутренней связи (шпиндель 3) посредством кинематической связи 5–6–7 с электродвигателем M_1 .

Вращательное движение B_1 имеет замкнутую траекторию и настраивается по двум параметрам: скорость воспроизведения образующей и направление. Поэтому установим в указанной связи соответствующие органы настройки i_v и R_1 .

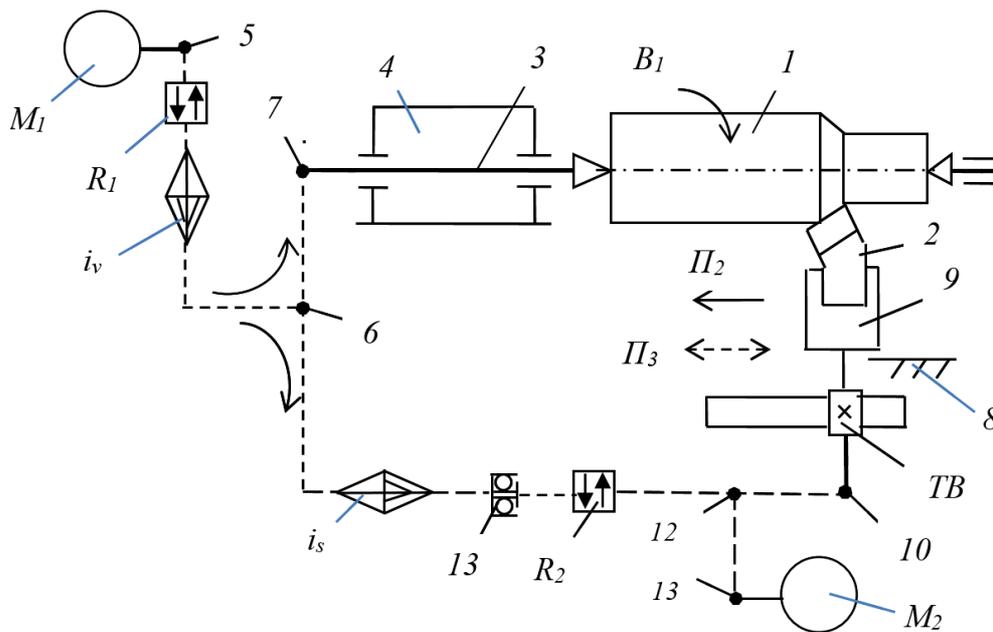


Рисунок 3.4. – Частная структурная схема станка для обработки цилиндрической поверхности

Таким образом, внешняя связь группы $\Phi_v(B_1)$ будет иметь вид:

$$M_1 \rightarrow 5 \rightarrow R_1 \rightarrow i_v \rightarrow 6 \rightarrow 7 \rightarrow \text{шпиндель } 3 (B_1).$$

Группа $\Phi_s(\Pi_2)$ воспроизводит направляющую (прямую линию) цилиндрической поверхности. Внутренняя связь этой группы – поступательная кинематическая пара

направляющие 8 станины станка → каретка 9, несущая резец 2 (Π_2).

Эта связь создает потенциальную возможность движения $\Phi_s(\Pi_2)$ и обеспечивает его качественную характеристику, т.е. траекторию.

Соединим *TB* (зубчато-реечная передача), преобразующий вращательное движение ведущего звена (реечное колесо) в поступательное движение каретки 9 посредством кинематической связи 5–6–10, с электродвигателем M_1 . Поступательное движение Π_2 каретки имеет незамкнутую траекторию и должно настраиваться по четырем параметрам. Поэтому установим в этой связи орган настройки i_s на скорость воспроизведения направляющей и орган настройки R_2 на направление движения. Настройку на путь и исходную точку (исходное положение) осуществляют, как и в винторезной структуре, по упорам.

Таким образом, внешняя связь группы $\Phi_s(\Pi_2)$ будет иметь вид:

$$M_1 \rightarrow 5 \rightarrow R_1 \rightarrow i_v \rightarrow 6 \rightarrow i_s \rightarrow R_2 \rightarrow TB \rightarrow \text{каретка } 9 (\Pi_2).$$

В частной структуре токарного станка обе формообразующие группы соединены через общий электродвигатель M_1 и межгрупповую связь (общую часть внешних связей 5–6 обеих групп). В токарных станках с общим электродвигателем по традиции, сложившейся задолго до создания теории кинематической структуры, принято скорость подачи задавать относительно одного оборота шпинделя. По существу, скорость воспроизведения направляющей (прямой, параллельной оси, воспроизводимой поверхности) задается относительно абсолютной скорости воспроизведения образующей (окружности). В этом случае проявляется противоречие между понятием функции кинематической структуры станка и его настройкой. В токарных станках с ЧПУ, оснащаемых отдельным приводом групп скорости резания и подачи, такого противоречия нет. При проектировании в этих станках скорость подачи воспроизведения направляющей задается абсолютным значением.

В кинематической структуре современных токарных станков для ускоренного перемещения (позиционирования) каретки используется ненастраиваемая вспомогательную группу с приводом от отдельного электродвигателя. Встроим такую группу в проектируемую структурную схему. Для этого электродвигатель M_2 соединим с TB и во внешнюю связь группы $\Phi_s(\Pi_2)$ между органом настройки i_s и реверсом R_2 установим обгонную муфту 13. При этих условиях внутренняя связь вспомогательной группы $Vc(\Pi_3)$ будет совпадать с внутренней связью группы подачи. Внешняя связь вспомогательной группы будет иметь вид:

$$M_2 \rightarrow 11 \rightarrow 12 \rightarrow TB \rightarrow \text{каретка } 9 (\Pi_3).$$

Таким образом, группа $Vc(\Pi_3)$ связана с группой $\Phi_s(\Pi_2)$ посредством общего исполнительного органа – каретки 9. Вспомогательная группа настраивается только на направление. В современных станках управление вспомогательной группой осуществляется мнемонической рукояткой, совмещающей управление реверсом R_2 , имеющем нейтральное положение, и включение–выключение электродвигателя M_2 .

Выше при анализе способов обработки было показано, что кинематическая структура станка для обработки торцовой поверхности должна выполнять два простых (элементарных) формообразующих движения $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_s(\Pi_2)$. На основе исполнительных органов (см. рисунок 3.2, в) спроектируем формообразующие группы $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_s(\Pi_2)$ и объединим их в структурную схему токарного станка для торцового или поперечного точения (рисунок 3.5).

Кинематическая структура группы $\Phi_v(B_1)$ совпадает с кинематической структурой такой же группы станка для продольного точения. Следовательно, внутренняя связь группы:

$$\text{корпус передней бабки } 4 \rightarrow \text{шпиндель } 3 (B_1).$$

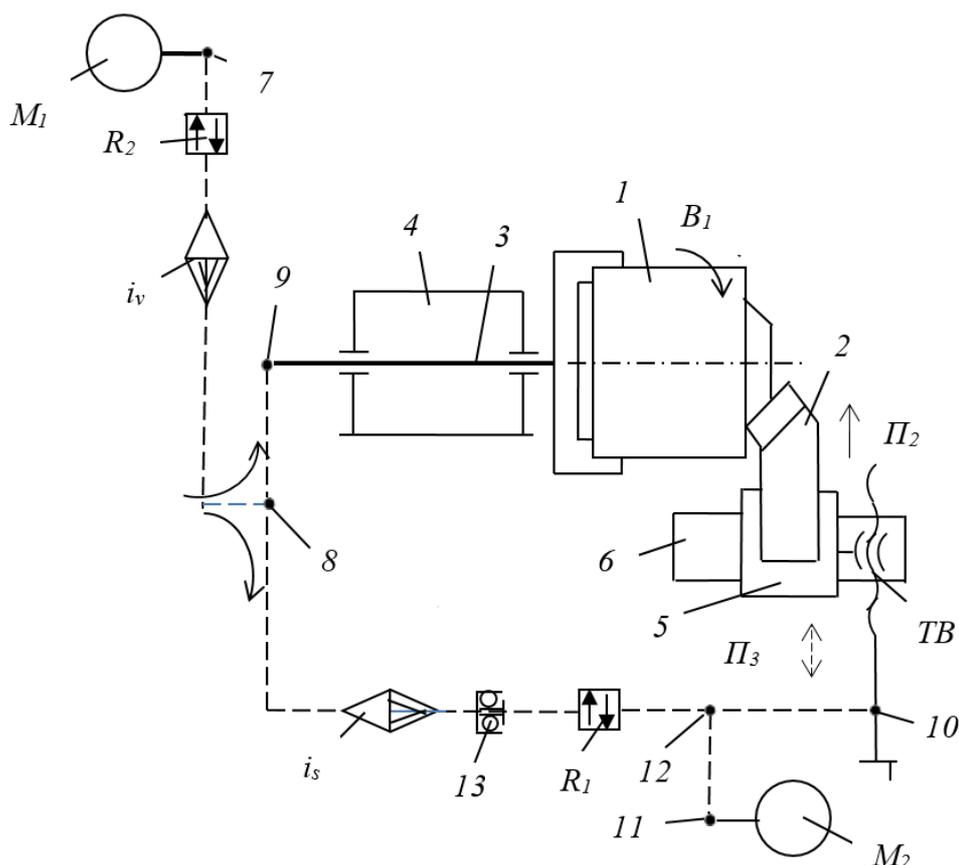


Рисунок 3.5. – Частная структурная схема станка для обработки торцовой поверхности

Внешняя связь имеет вид:

$$M_1 \rightarrow 7 \rightarrow R_2 \rightarrow i_v \rightarrow 8 \rightarrow 9 \rightarrow \text{шпиндель } 3 (B_1).$$

Вращательное движение B_1 имеет замкнутую траекторию и настраивается по двум параметрам: на скорость и направление соответственно органами настройки i_v и R_2 .

Группа $\Phi_s(\Pi_2)$. Внутренняя связь этой группы – поступательная кинематическая пара:

направляющие продольного суппорта 6 → поперечный суппорт 5 (Π_2).

Соединим TB , преобразующий вращательное движение ведущего звена (винта) в поступательное движение поперечного суппорта 5, с электродвигателем M_1 посредством внешней связи 7–8–10. Поступательное движение Π_2 поперечного суппорта 5 имеет незамкнутую траекторию и должно настраиваться по четырем параметрам. Поэтому введем во внешнюю связь орган настройки на скорость i_s и орган настройки на направление R_1 . Настройка на путь и исходную точку (исходное положение) осуществляется так же, как и в структуре для продольного точения, по упорам.

Таким образом, внешняя связь группы $\Phi_s(P_2)$ будет иметь вид:

$$M \rightarrow 7 \rightarrow R_2 \rightarrow i_v \rightarrow 8 \rightarrow i_s \rightarrow R_1 \rightarrow 10 \rightarrow TB \rightarrow \text{поперечный суппорт 5 (P}_2\text{)}.$$

В структуре станка обе формообразующие группы соединены через общий электродвигатель M_1 . При этом межгрупповая связь обеспечивается общим участком 7–8, входящим во внешние связи обеих формообразующих групп.

Встроим в разрабатываемую структурную схему вспомогательную группу $Vc(P_3)$ с приводом от отдельного электродвигателя. Для этого электродвигатель M_2 соединим с TB и во внешнюю связь группы поперечной подачи $\Phi_s(P_2)$ между органом настройки i_s и реверсом R_1 установим обгонную муфту 13. При этих условиях внутренняя связь вспомогательной группы будет совпадать с внутренней связью группы поперечной подачи. Внешняя связь вспомогательной группы будет иметь вид:

$$M_2 \rightarrow 11 \rightarrow 12 \rightarrow 10 \rightarrow TB \rightarrow \text{поперечный суппорт 5 (P}_3\text{)}.$$

Таким образом, группа $Vc(P_3)$ соединена с группой $\Phi_s(P_2)$ посредством общего исполнительного органа – поперечного суппорта 5. Вспомогательная группа настраивается только на направление. В современных станках управление вспомогательной группой осуществляется мнемонической рукояткой, совмещающей управление реверсом R_1 , имеющем нейтральное положение, и включение–выключение электродвигателя M_2 .

3.2 Объединение частных структурных схем металлорежущих станков в общую структурную схему станка

Частные структурные схемы металлорежущих станков (см. рисунки 3.3–3.5) объединим в обобщенную структурную схему универсального токарно-винторезного станка. На этом этапе с целью уменьшения «длины» кинематических связей необходимо максимально использовать межгрупповые связи [6], рационально размещать органы настройки и переключающие механизмы. С учетом этого на рисунке 3.6 представлена структурная схема токарно-винторезного станка, объединяющая представленные выше частные структурные схемы. При объединении частных структурных схем учтен также современный уровень развития кинематической структуры универсальных токарно-винторезных станков с механическими связями. В частности органы настройки i_x и i_s объединены в общий орган настройки ($i_x; i_s$). При этом объединенный орган настройки разделен на два: ($i_{x1}; i_{s1}$) и ($i_{x2}; i_{s2}$), расположенных последовательно. Первый орган настройки – четырехколесная гитара сменных зубчатых колес,

Группа настраивается на траекторию (шаг нарезаемой резьбы) органом настройки i_{x1} , на направление – реверсом, совмещенным с органом настройки на траекторию, на скорость – органом настройки i_v , на путь и исходную точку – по упорам.

Вторая винторезная структурная схема предназначена для нарезания стандартной резьбы. Эта схема также включает только одну кинематическую группу $\Phi_{v2}(B_1\Pi_2)$, воспроизводящую линию витка. Ее внутренняя связь – развитая кинематическая цепь:

$$B_1 \leftarrow 1 \leftarrow 2 \leftarrow 3 \rightarrow i_{x1} \rightarrow i_{x2} \rightarrow R_1 \rightarrow \text{переключающий механизм } 8 \rightarrow 9 \rightarrow 10 \rightarrow \\ \rightarrow 6 \rightarrow TB_1 \rightarrow \text{каретка } 7 \rightarrow \Pi_2.$$

Внешняя связь:

$$M_1 \rightarrow 11 \rightarrow R_2 \rightarrow i_v \rightarrow 3.$$

Группа настраивается на траекторию органом настройки i_{x2} , на направление – реверсом R_1 , на скорость – органом настройки i_v , на путь и исходную точку – по упорам.

Частная структурная схема для продольного точения состоит из группы скорости резания $\Phi_v(B_1)$ и группы продольной подачи $\Phi_s(\Pi_2)$.

Внутренняя связь группы скорости резания $\Phi_v(B_1)$ имеет вид:

$$\text{подшипниковые опоры передней бабки} \rightarrow \text{шпиндель } 1.$$

Внешняя связь этой группы:

$$M_1 \rightarrow 11 \rightarrow R_2 \rightarrow i_v \rightarrow 3 \rightarrow 2 \rightarrow \text{шпиндель } 1 (B_1).$$

Группа настраивается на скорость резания органом настройки i_v , на направление – реверсом R_2 .

Внутренняя связь группы продольной подачи $\Phi_s(\Pi_2)$ имеет вид:

$$\text{направляющие станины} \rightarrow \text{каретка } 7.$$

Внешняя связь этой группы:

$$M_1 \rightarrow 11 \rightarrow R_2 \rightarrow i_v \rightarrow 3 \rightarrow i_{s1} \rightarrow 4 \rightarrow i_{s2} \rightarrow R_1 \rightarrow 8 \rightarrow 12 \rightarrow 13 \rightarrow \\ \rightarrow 14 \rightarrow 15 \rightarrow 16 \rightarrow 17 \rightarrow TB_2 \rightarrow \text{каретка } 7 (\Pi_2).$$

Группа настраивается на подачу органом настройки i_{s2} , на направление – реверсом R_1 , на путь и исходную точку – по упорам. При этом орган настройки i_{s1} рассматривается как механизм с постоянным передаточным отношением.

Частная структурная схема станка для поперечного точения состоит из группы скорости резания $\Phi_v(B_1)$ и группы поперечной подачи $\Phi_s(\Pi_3)$.

Причем группа скорости резания данной структурной схемы совпадает с группой скорости резания структурной схемы станка для продольного точения.

Внутренняя связь группы поперечной подачи $\Phi_s(P_3)$ имеет вид:

направляющие каретки 7 → поперечный суппорт 20.

Внешняя связь группы:

$M_1 \rightarrow 11 \rightarrow R_2 \rightarrow i_v \rightarrow 3 \rightarrow i_{s1} \rightarrow 4 \rightarrow i_{s2} \rightarrow R_1 \rightarrow 8 \rightarrow 12 \rightarrow 13 \rightarrow$
 $\rightarrow 14 \rightarrow 15 \rightarrow 18 \rightarrow 19 \rightarrow TB_3 \rightarrow \text{поперечный суппорт 20 (P}_3\text{)}.$

Группа настраивается теми же органами настройки, что и группа продольной подачи, рассмотренная выше.

Обобщенная структурная схема станка содержит также две вспомогательные группы $Vc_1(P_2)$ и $Vc_2(P_3)$ для ускоренных перемещений (позиционирования) соответственно каретки 7 и поперечного суппорта 20.

Внутренняя связь формообразующей группы $\Phi_s(P_2)$ является также внутренней связью группы $Vc_1(P_2)$.

Внешняя связь вспомогательной группы $Vc_1(P_2)$ имеет вид:

$M_2 \rightarrow 15 \rightarrow 16 \rightarrow 17 \rightarrow TB_2 \rightarrow \text{каретка 7.}$

Аналогично внутренняя связь формообразующей группы $\Phi_s(P_3)$ является также внутренней связью группы $Vc_2(P_3)$. Внешняя связь вспомогательной группы $Vc_2(P_3)$ имеет вид:

$M_2 \rightarrow 15 \rightarrow 18 \rightarrow 19 \rightarrow TB_3 \rightarrow \text{поперечный суппорт 20.}$

Привод обеих вспомогательных групп осуществляется от общего электродвигателя M_2 . Часть внешних связей этих групп одновременно является частью соответствующих групп подач. В современных токарно-винторезных станках включение–выключение формообразующих групп подач и вспомогательных групп ускоренных перемещений осуществляется общей мнемонической рукояткой, переключающей двухсторонние сцепные муфты 16 и 18, имеющие нейтральное положение. По существу данные муфты являются элементами реверсивных механизмов. Электрическая кнопка, встроенная в мнемоническую рукоятку, используется для включения–выключения электродвигателя M_2 ускоренных перемещений исполнительных органов – каретки 7 и поперечного суппорта 20.

3.3 Методика настройки металлорежущих станков

Под кинематической настройкой станка понимают настройку его расчетных кинематических цепей, обеспечивающую требуемые скорости движений исполнительных органов станка, а также, при необходимости, условия кинематического согласования перемещений или скоростей исполнительных органов между собой (параметр траектория сложного исполнительного движения). Цель таких согласований – образование поверхности с заданными формой, размерами, точностью и шероховатостью.

В большинстве металлорежущих станков с механическими связями для настройки расчетных кинематических цепей применяют органы настройки в виде гитар сменных зубчатых колес, ременных передач, регулируемых электродвигателей, регулируемых гидродвигателей, коробок скоростей и подач, характеристикой которых является общее передаточное отношение типа i_v, i_s, i_x, i_y и т.п.

Значение передаточного отношения органа настройки определяется по формуле настройки (ФН) и затем реализуется в гитарах сменных зубчатых колес подбором и установкой соответствующих колес в гитаре, а в коробках скоростей и подач – зацеплением соответствующих зубчатых колес.

Для вывода ФН по кинематической (структурной) схеме намечают расчетную кинематическую цепь, под которой понимают ряд последовательно расположенных передач, включая орган настройки, связывающих исполнительные органы или между собой или с источником движения. В расчетной кинематической цепи, называемой в ряде литературных источников цепью согласования, один исполнительный орган рассматривают в качестве ведущего, другой – в качестве ведомого. По расчетной кинематической цепи составляют уравнение кинематической цепи (УКЦ), называемой в ряде источников уравнением кинематического баланса. В этом уравнении неизвестным является передаточное отношение органа настройки. При этом необходимо учитывать, что при совпадении порядка записи с направлением передачи движения через орган настройки символ его передаточного отношения записывается в числитель, а при отсутствии этого условия – в знаменатель. УКЦ можно записывать от любого конца расчетной цепи. Решение этого уравнения относительно передаточного отношения органа настройки представляет собой ФН. Для каждого конкретного станка ФН постоянны.

В общем виде ФН показывает зависимость передаточного отношения от переменных параметров условия кинематического согласования перемещений конечных исполнительных органов расчетной кинематической цепи и ее постоянной, т.е.

$$i = f(c, \text{переменные параметры условия согласования}),$$

где i – передаточное отношение органа настройки;
 c – константа УКЦ, зависящая от передаточных отношений промежуточных передач расчетной цепи и постоянных параметров условия согласования перемещений.

Для того чтобы составить УКЦ, необходимо задать расчетные перемещения (РП) ее конечных исполнительных органов. Под РП понимают перемещение ведущего исполнительного органа расчетной цепи в совокупности с результирующим перемещением ведомого органа этой же цепи. Расчетные перемещения определяют в зависимости от того, где расположен орган настройки: во внутренней или во внешней кинематической связи.

Если орган настройки расположен во внутренней связи, то конечными исполнительными органами расчетной цепи будут подвижные исполнительные звенья исполнительных органов. Абсолютные перемещения этих звеньев неизвестны. Однако известны их относительные перемещения, соответствующие относительным перемещениям в какой-либо механической передаче, имитирующей зацепление обрабатываемой заготовки и режущего инструмента. Поэтому для определения РП одному из элементов передачи (заготовке или инструменту) дают вполне определенное движение: при вращении – один оборот, при поступательном движении – L мм линейного перемещения. Зная передаточное отношение передачи, которую моделируют заготовка и инструмент, определяют перемещение второго элемента (инструмента или заготовки).

В таблице 3.2 приведены наиболее распространенные РП для внутренних связей различных станков.

Таблица 3.2. – Расчетные перемещения внутренних связей

Зацепление	Исполнительное движение	Расчетное перемещение конечных звеньев
Цилиндрических или конических зубчатых колес	$\Phi(B_1B_2)$	1 об. колеса $Z_1 \rightarrow \frac{Z_1}{Z_2}$ об. колеса Z_2
Ходового винта и гайки	$\Phi(B_1P_2)$	1 об. ходового винта $\rightarrow P$ мм продольного перемещения гайки
Рейки с колесом	$\Phi(P_1B_2)$	L мм перемещение рейки $\rightarrow \frac{L}{\pi \cdot m \cdot z}$ об. колеса Z
Червяка с червячным колесом	$\Phi(B_1B_2)$	1 об. червяка $\rightarrow \frac{K}{Z}$ об. колеса
Червяка с реечным колесом	$\Phi(P_1B_2)$	L мм перемещение рейки $\rightarrow \frac{L}{\pi \cdot m \cdot z}$ об. колеса
Червяка с рейкой	$\Phi(B_1P_2)$	1 об. червяка $\rightarrow \pi \cdot k \cdot m$ перемещению рейки

При расположении органа настройки во внешней связи расчетная цепь по своему составу, может как совпадать, так и не совпадать с внешней связью. Как правило, это зависит от формы траектории исполнительного движения. Расчетная цепь для определения передаточного отношения органа настройки на скорость резания связывает источник энергии движения с подвижным звеном исполнительного органа, создающего движение резания. Например, расчетная цепь во всех частных структурах токарно-винторезного станка (см. рисунок 3.6) соединяет электродвигатель со шпинделем заготовки. При этом в обеих частных резьбонарезных структурах расчетная цепь и внешняя связь по своему составу не совпадают, а в частных структурах для обработки цилиндрических и торцовых поверхностей совпадают. Причем РП для всех названных частных структур записываются следующим образом:

$$n_m \text{ мин}^{-1} \text{ электродвигателя} \rightarrow n_{ш} \text{ мин}^{-1} \text{ шпинделя заготовки } (B_1).$$

Для органов настройки, расположенных в расчетных цепях подач, расчетные перемещения (таблица 3.3) зависят от характера задания скорости подачи (минутная, оборотная, цикловая) и формы траектории движения подачи (линейная, круговая).

Таблица 3.3. – Расчетные перемещения для цепей подач

Вид подачи	Линейная	Круговая
Минутная	$n_m \text{ мин}^{-1}$ двигателя $\rightarrow S$ мм/мин перемещение исполнительного органа подачи	$n_m \text{ мин}^{-1}$ двигателя $\rightarrow \rightarrow n_{ш} \text{ мин}^{-1}$ исполнительного органа подачи
Оборотная	1 об. исполнительного органа группы резания $\rightarrow S$ мм перемещение исполнительного органа подачи	1 об. исполнительного органа группы резания $\rightarrow S_d$ мм дуговое перемещение исполнительного органа подачи
Цикловая	<p>Для временных (кулачковых) СУ 1, 3, 4 групп</p> $\frac{n_m}{60} t_u \text{ об.двигателя} \rightarrow 1 \text{ об. РВ};$ <p>для временных (кулачковых) СУ 2 группы</p> $\frac{n_m}{60} t_u \text{ об.двигателя} \rightarrow \frac{\alpha_p^\circ}{360} \text{ об. РВ},$ <p>где t_u и t_p – соответственно время выполнения цикла и время выполнение рабочих переходов; α_p° – угол поворота РВ для выполнения рабочих ходов</p>	

Рассмотрим вывод ФН для органов настройки частных структур токарно-винторезного станка (см. рисунок 3.6).

Частная структура для нарезания точной и нестандартной резьбы. Орган настройки i_{x1} . Внутренняя связь сложной кинематической группы

$\Phi_v(B_1\Pi_2)$ содержит один орган настройки. Поэтому расчетная цепь для этого органа настройки совпадает с внутренней связью группы. Следовательно, РП для органа настройки i_{x1} имеют вид:

1 оборот заготовки (B_1) \rightarrow P мм перемещения инструмента (Π_2),

где P – шаг нарезаемой резьбы.

Тогда УКЦ:

$$P = 1 \cdot i_{x1} \cdot i_{01} \cdot P_{TB1},$$

где i_{01} – произведение передаточных отношений постоянных передач расчетной цепи;

P_{TB1} – шаг тягового вала.

Откуда ФН:

$$i_{x1} = P/c_1,$$

где $c_1 = i_{01} \cdot P_{TB1}$ – константа.

Частная структура для нарезания стандартной резьбы. Орган настройки i_{x2} . При этом орган настройки i_{x1} рассматривается как механизм с постоянным передаточным отношением. Внутренняя связь сложной кинематической группы $\Phi_v(B_1\Pi_2)$ содержит один орган настройки, но большее число постоянных передач. Расчетная цепь для этого органа настройки совпадает с внутренней связью группы. Следовательно, РП для органа настройки i_{x2} имеют вид:

1 оборот заготовки (B_1) \rightarrow P мм перемещения инструмента (Π_2),

где P – шаг нарезаемой стандартной резьбы.

Тогда УКЦ:

$$P = 1 \cdot i_{x2} \cdot i_{02} \cdot P_{TB1},$$

где i_{02} – произведение передаточных отношений постоянных передач расчетной цепи;

P_{TB1} – шаг тягового вала.

Откуда ФН:

$$i_x = P/c_2,$$

где $c_2 = i_{02} \cdot P_{TB1}$ – константа.

Частные резьбонарезные структуры содержат общий орган настройки i_v . Расчетная цепь для этого органа настройки, связывающая электродвигатель M_1 со шпинделем Z станка, включает внешнюю связь и часть общей внутренней

связи групп $\Phi_v(B_1\Pi_2)$ от звена соединения связей 3 до шпинделя 1. Расчетные перемещения для органа настройки i_v имеют вид:

$$n_{M\text{мин}}^{-1} \rightarrow n_{u\text{мин}}^{-1} (B_1),$$

Тогда УКЦ:

$$n_{u\text{мин}} = n_M \cdot i_v \cdot i_{03},$$

где i_{02} – произведение передаточных отношений постоянных передач расчетной цепи.

Откуда ФН:

$$i_v = n_{u\text{мин}}/c_3,$$

где $c_3 = n_M \cdot i_{03}$ – константа.

Частные структуры $\Phi_v(B_1)–\Phi_s(\Pi_2)$ для продольного течения и $\Phi_v(B_1)–\Phi_s(\Pi_3)$ для торцового течения содержат общую простую группу $\Phi_v(B_1)$, воспроизводящую образующую – окружность воспроизводимых поверхностей соответственно цилиндрической и торцовой. Группа настраивается на скорость органом настройки i_v и на направление реверсом R_2 . Расчетная цепь для органа настройки i_v совпадает с внешней связью этой группы. При этом вывод ФН для этого органа настройки совпадает с выводом ФН для аналогичного органа настройки винторезных структур.

Группа $\Phi_s(\Pi_2)$ воспроизводит направляющую – прямую линию, параллельную оси заготовки. Эта группа настраивается на скорость органом настройки i_{s2} , на направление – органом настройки R_1 , на путь и исходное положение – по упорам. При этом орган настройки i_{s1} используется как зубчатый механизм с постоянным передаточным отношением.

По сложившейся традиции для токарных станков с общим электродвигателем формообразующих групп принято назначать линейную подачу за один оборот заготовки. Из этого следует, что расчетная цепь для органа настройки i_{s2} , это структурная цепь, связывающая шпиндель 1 с кареткой (продольным суппортом) 7. Тогда РП для органа настройки i_{s2} имеют вид:

$$1 \text{ оборот шпинделя } 1 \rightarrow s \text{ мм перемещения каретки } 7 (\Pi_2).$$

Тогда УКЦ:

$$s = 1 \cdot i_{s2} \cdot i_{04} \cdot [P_{TB2} = \pi m z],$$

где P_{TB2} – шаг тягового вала;

m и z – модуль и число зубьев колеса зубчато-реечной передачи, выполняющей функцию TB_2 ;

i_{04} – произведение передаточных отношений постоянных передач расчетной цепи.

Откуда ФН:

$$i_s = s/c_4,$$

где $c_4 = i_{04} \cdot \pi \cdot m \cdot z$ – константа.

Группа $\Phi_s(P_3)$ при торцовой обработке воспроизводит направляющую – прямую линию, перпендикулярную оси заготовки. Расчет настройки этой группы осуществляется также как при настройке группы $\Phi_s(P_2)$. По аналогии, расчетная цепь для органа настройки i_{s2} группы $\Phi_s(P_3)$ это структурная цепь, связывающая шпиндель 1 с поперечным суппортом 20 . Следовательно, РП для органа настройки i_{s2} имеют вид:

1 оборот шпинделя $1 \rightarrow s$ мм перемещения поперечного суппорта 20 (P_3).

Тогда УКЦ:

$$s = 1 \cdot i_{s2} \cdot i_{05} \cdot P_{ТВЗ},$$

Откуда ФН:

$$i_{s2} = s/c_5,$$

где $c_5 = i_{05} P_{ТВЗ}$ – константа.

При использовании методики познания металлорежущих станков в виде совокупности расчетных и вспомогательных кинематических цепей частные структурные схемы для нарезания резьбы и обработки цилиндрической поверхности из-за отсутствия понятия «траектория исполнительного движения» практически неразличимы, а орган настройки на траекторию исполнительного движения при нарезании резьбы рассматривался как орган настройки на скорость подачи инструмента. В итоге сложное двухэлементарное движение, воспроизводящее винтовую линию (направляющую резьбовой поверхности), разлагается на два элементарных движения: вращательное и поступательное. По существу, винторезная структура станка трансформируется в структуру станка для продольного точения. При этом шпиндель станка наделяется функцией источника энергии движения, что противоречит принципу функционирования технической системы – металлорежущего станка.

Глава 4

ФУНКЦИОНАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СТРУКТУРЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ С ЭЛЕКТРОННЫМИ СВЯЗЯМИ В ФОРМООБРАЗУЮЩИХ ГРУППАХ

Современная научная парадигма разрабатывалась на основе кинематического анализа металлорежущих станков с механическими связями. Создание мехатронных технических систем, в т.ч. металлорежущих станков с ЧПУ, привело к созданию сложных гибридных формообразующих групп, структура которых представляет собой объединение механических и электронных связей на основе типовых интегральных схем.

Анализ патентных источников показывает, что в сложных гибридных формообразующих группах, воспроизводящих станочное зацепление, имитирующее конкретную передачу (например, винт–гайка), функциональная связь исполнительных органов группы осуществляется, как правило, отслеживающей синхронизацией по схеме задающая–ведомая координаты и по схеме равнозначных координат. При нарезании резьбы используется также винтовая интерполяция при программировании в одном кадре круговой и линейной интерполяций. Обязательным условием при этом является использование для каждого исполнительного органа отдельного механического источника энергии движения, например, регулируемого электродвигателя.

4.1 Синтез гибридной кинематической структуры станка по схеме задающая–ведомая координаты

Функциональное проектирование мехатронной технической системы, функционирующей по схеме задающая–ведомая координаты, проведем на примере частной структурной схемы резбонарезного станка.

Классический способ нарезания резьбы резцом, у которого характеристический образ соответствует профилю нарезаемой резьбы, рассмотрен выше (глава 3, рисунок 3.1, *a*). По этому способу заготовке, определенным образом ориентированной в пространстве, сообщают вращательное движение B_1 , а фасонному (профильному) резцу – поступательное движение P_2 , функционально связанное с движением B_1 заготовки. Класс образования резьбы копирование – след ($E-H^C$). Причем сложное исполнительное движение $\Phi_v(B_1P_2)$, состоящее из двух согласованных между собой элементарных движения: вращательного B_1 и поступательного P_2 воспроизводит направляющую (винтовую линию) обрабатываемой поверхности. Следовательно,

частная винторезная структура станка должна осуществлять только одно сложное формообразующее движение, состоящее из двух функционально связанных элементарных вращательного и поступательного движений.

На рисунке 4.1 представлены исполнительные органы проектируемого станка.

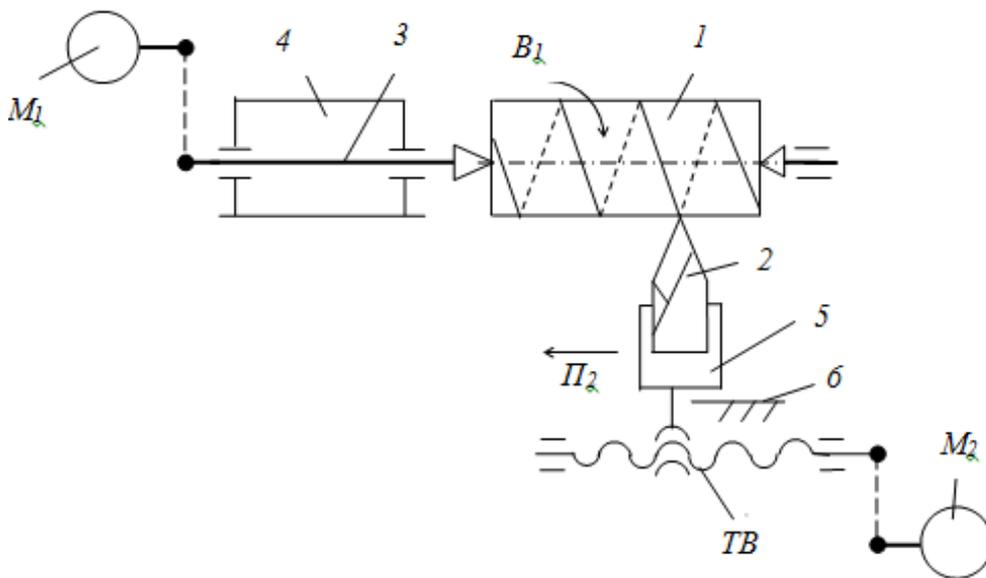


Рисунок 4.1. – Исполнительные органы гибридной структурной схемы резьбонарезного станка

Исполнительный орган, несущий заготовку 1 , представляет собой шпиндель 3 (задающая координата), смонтированный с возможностью вращения B_1 в стационарном блоке 4 , называемом передней бабкой. Исполнительный орган, несущий резец 2 , – это подвижный блок 5 , называемый продольным суппортом, или кареткой (ведомая координата), смонтированным с возможностью поступательного перемещения Π_2 по направляющим 6 параллельно линии центров станка. Поступательное перемещение суппорта обеспечивается посредством тягового вала ($ТВ$). В токарно-винторезных станках с ЧПУ в качестве тягового вала используется передача винт-гайка с телами качения.

Для сложного формообразующего движения $\Phi_v(B_1\Pi_2)$, воспроизводящего направляющую – винтовую линию нарезаемой резьбы (рисунок 4.2), соединим шпиндель 3 , несущий заготовку, с тяговым валом $ТВ$ суппорта 5 , несущего резец 2 . Для этого соединим шпиндель 3 (задающая координата) посредством механической передачи 7 с импульсным измерительным преобразователем 8 . Выход этого преобразователя соединим с входом управляемого делителя частоты, выполненного в виде счетчика импульсов 9 и блока задания коэффициента деления 10 . Выход счетчика 9 делителя частоты

соединим с входом импульсно-аналогового преобразователя 11. Выход этого преобразователя соединим через предварительный усилитель 12 и усилитель мощности 13 с электродвигателем M_2 , кинематически связанным с тяговым валом TB привода суппорта 5 (ведомая координата). Ведущую координату – шпиндель 3 – кинематически соединим с электродвигателем M_1 .

Запишем связи проектируемой гибридной структурной схемы на языке символов. Внутренняя связь – мехатронная цепь, включающая механические передачи и типовые интегральные схемы:

$$B_1 \leftarrow 3 \leftarrow 7 \rightarrow (\text{синхронная следящая система: } 8 \rightarrow 9 \rightarrow 11 \rightarrow \rightarrow 12 \rightarrow 13) M_2 \rightarrow TB \rightarrow 5 \rightarrow \Pi_2.$$

Внешняя связь:

$$M_1 \rightarrow 3 \rightarrow 7 \text{ (звено соединения связей)}.$$

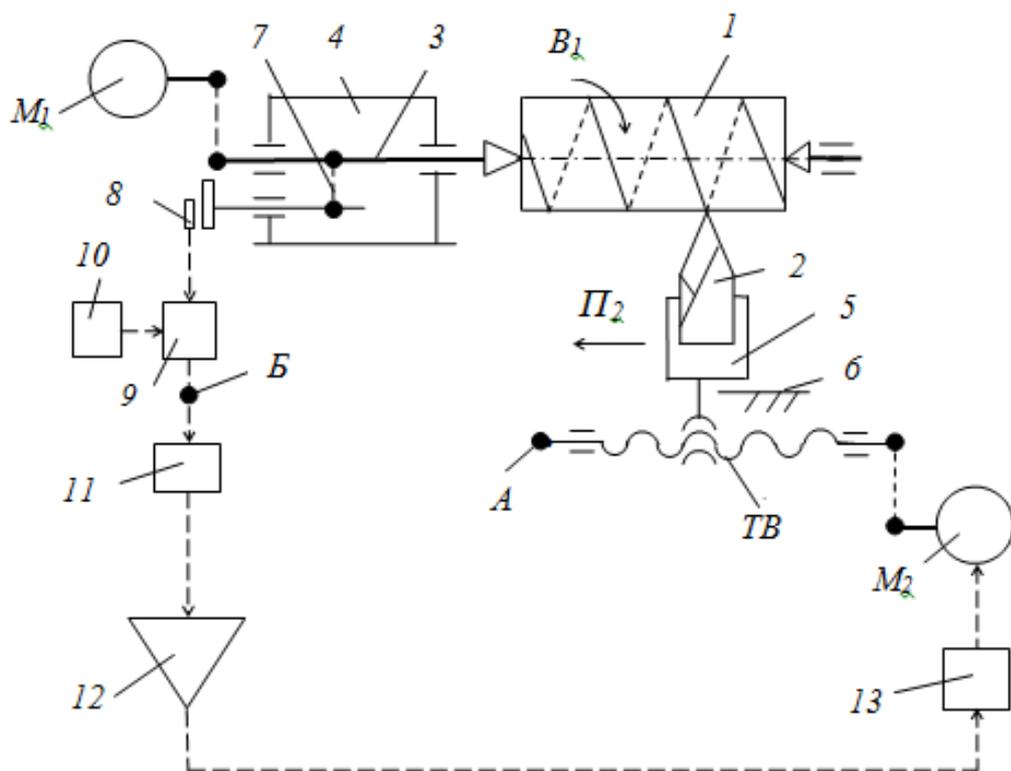


Рисунок 4.2. – Гибридная структура резьбонарезного станка с системой синхронизации по схеме задающая – ведомая координаты

Принципиальной особенностью данной гибридной схемы является размещение электродвигателя M_2 ведомой координаты во внутренней связи формообразующей группы. Поэтому в качестве этого электродвигателя необходимо использовать высокомоментную машину постоянного тока или

синхронную машину переменного тока. В качестве электродвигателя M_1 можно использовать менее дорогую традиционную асинхронную машину переменного тока.

Движение $\Phi_v(B_1\Pi_2)$ имеет незамкнутую траекторию и настраивается по всем пяти параметрам: на траекторию – делителем частоты 9–10; на скорость – посредством задания величины напряжения при использовании электродвигателя постоянного тока или частоты переменного тока при использовании электродвигателя переменного тока; на направление, исходное положение и путь – программно на программоносителе или непосредственно на дисплее устройства ЧПУ в соответствующем коде.

Делитель частоты (счетчик 9 – блок установки коэффициента деления 10) является аналогом механического органа настройки на траекторию (например, гитары сменных зубчатых колес). Поэтому коэффициент деления определим по методике определения передаточного отношения механического органа настройки на траекторию. Следовательно, РП для коэффициента деления имеют вид:

1 оборот заготовки (B_1) \rightarrow P мм перемещения инструмента (Π_2).

Тогда УКЦ:

$$P = 1 \cdot k_d \cdot i_0 \cdot P_{ТВ},$$

где k_d – коэффициент деления;

P – шаг нарезаемой резьбы;

i_0 – передаточное отношение передачи, связывающей электродвигатель M_2 с тяговым валом;

$P_{ТВ}$ – шаг тягового вала.

Откуда ФН:

$$k_d = P / (i_0 P_{ТВ}).$$

При включении управляемого электродвигателя M_1 ведущая координата – шпиндель 3 – получает движение B_1 с круговой частотой, соответствующей скорости воспроизведения направляющей винтовой поверхности. Вращательное движение шпинделя непрерывно преобразуется в импульсном измерительном преобразователе 8 в высокочастотный импульсный сигнал, пропорциональный круговой частоте движения B_1 . Этот сигнал поступает в счетчик 9 делителя частоты, где происходит его деление в соответствии с заданным на блоке 10 коэффициентом деления. Импульсный сигнал с выхода делителя частоты преобразуется в импульсно-аналоговом преобразователе 11 в напряжение, пропорциональное частоте входного сигнала, и с его выхода через предварительный усилитель 12 поступает

на усилитель мощности $I3$. С выхода этого усилителя задающий сигнал поступает на управляемый электродвигатель M_2 , который посредством тягового вала $TВ$ сообщает движение Π_2 ведомой координате – суппорту 5, несущему резец. В результате такого прохождения сигнала от ведущей координаты к ведомой координате обеспечивается воспроизведение винтовой линии резьбовой поверхности сложным двухэлементарным движением $\Phi_v(B_1\Pi_2)$.

Полученная в результате функционального проектирования мехатронная структурная схема используется преимущественно в качестве частной резьбонарезной кинематической структуры в универсальных токарно-винторезных станках с ЧПУ, например, в станке модели 16К20Ф3.

При функционировании полученной структурной схемы девиация механики ведомой координаты (электродвигатель M_2 – тяговый вал $TВ$ – суппорт 5) проецируется на воспроизводимую винтовую поверхность. Это явление, снижающее качественные показатели резьбы, можно устранить посредством адаптивной двухсторонней коррекции задающего сигнала ведомой координаты. Для этого используем блок формирователя сигнала коррекции (рисунок 4.3).

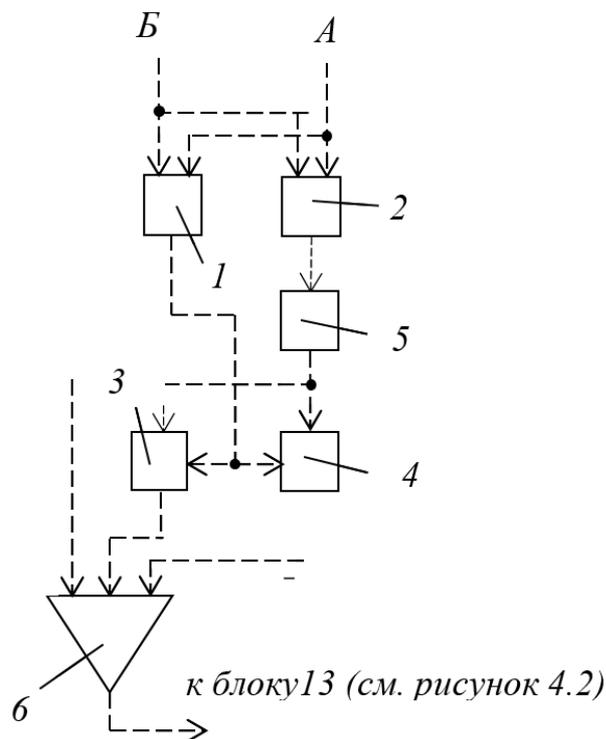


Рисунок 4.3. – Формирователь сигнала коррекции задающего сигнала

Этот блок [7] содержит знаковый 1 и фазовый 2 дискриминаторы. Выход знакового дискриминатора 1 соединен с управляющим входом ключа 3, управляемого отрицательным потенциалом, и с управляющим входом ключа 4, управляемого положительным потенциалом. Выход фазового дискриминатора 2 соединен посредством импульсно-аналогового преобразователя 5 с аналоговыми входами ключей 3 и 4. Выход ключа 3 соединен со вторым входом сложения параллельного сумматора б, а выход ключа 4 – с входом вычитания этого сумматора.

Первые входы обоих дискриминаторов соединим с разъемом Б (см. рисунок 4.2). Вторые входы дискриминаторов соединим с импульсным измерительным преобразователем, который установим на тяговом валу ТВ (см. рисунок 4.2, позиция А). Из структурной схемы (см. рисунок 4.2) исключим предварительный усилитель 12, а выход импульсно-аналогового преобразователя 11 соединим с первым входом сложения параллельного сумматора б формирователя сигнала коррекции. Выход параллельного сумматора соединим с усилителем мощности 13.

Двухсторонняя коррекция задающего сигнала, действующего на выходе параллельного сумматора б, осуществляется следующим образом. На первых входах знакового 1 и фазового 2 дискриминаторов постоянно действует задающий импульсный сигнал с выхода счетчика 9 делителя частоты. На вторые входы обоих дискриминаторов непрерывно с импульсно-аналогового преобразователя, устанавливаемого на тяговом валу, поступает импульсный сигнал – аналог скорости движения P_2 суппорта 5 (см. рисунок 4.2, позиция А). В результате сравнения сигналов на выходе знакового дискриминатора 1 образуется отрицательный потенциал при отставании ведомой координаты от заданного значения и положительный потенциал при его опережении. Этот потенциал поступает на управляющие входы ключей 3 и 4. Одновременно на выходе фазового дискриминатора 2 образуется сигнал абсолютной погрешности, который после преобразования в аналоговую форму в импульсно-аналоговом преобразователе 5 поступает на аналоговые входы ключей 3 и 4. Этот сигнал поступает на параллельный сумматор б через один из ключей в зависимости от знака управляющего воздействия. При отставании ведомой координаты сигнал абсолютной погрешности поступает через ключ 3, управляемый отрицательным потенциалом, на второй вход сложения параллельного сумматора б, а при опережении этот сигнал поступает через ключ 4, управляемый положительным потенциалом, на вход вычитания этого сумматора. В итоге в параллельном сумматоре б происходит в зависимости от знака погрешности увеличение или уменьшение управляющего сигнала ведомой координаты, т.е. происходит его непрерывная двухсторонняя коррекция относительно номинального значения.

4.2 Синтез гибридной кинематической структуры станка по схеме равнозначных координат

Методику функционального проектирования кинематической структуры станка с системой синхронизации по схеме равнозначных координат рассмотрим на примере фрезерования червячной фрезой винтовых и прямых шлицев.

Боковые поверхности прямобочных шлицев очерчены отрезками прямой, а боковые поверхности эвольвентных шлицев – отрезками левой и правой эвольвент. Линия прямобочных и эвольвентных шлицев по длине может быть как прямой, так и винтовой.

Червячная фреза представляет собой совокупность исходных режущих реек, расположенных на цилиндре и смещенных одна относительно другой по винтовой линии. Режущий контур зубьев, каждый из которых имеет правую и левую режущие кромки в виде материальных линий, очерчен отрезками прямых для прямобочного шлица и отрезками левой и правой эвольвент для эвольвентного шлица. Характеристический образ червячной фрезы есть K -элементный класс равномошных множеств $\{M_9\}_K$, где $\{M_9\}$ – множество материальных точек, образующих вершинную и боковые режущие кромки каждого зуба фрезы.

Размеры режущих зубьев обычно соответствуют размерам впадин между нарезаемыми шлицами, а их геометрическое взаимное положение обусловлено необходимостью выполнения делительного процесса и определяется окружным шагом нарезаемого шлицевого вала. Форма режущей кромки червячной фрезы и форма профиля шлица нарезаемого вала различаются между собой. Поэтому профили шлицев можно получить только посредством сложного движения обката. Воспроизводящая линия по длине шлица образуется посредством касания, так как образуемая линия является касательной к ряду дополнительных окружностей, создаваемых вращающимися материальными точками воспроизводящего режущего контура (характеристического образа инструмента). Таким образом, образование боковой поверхности шлица должно осуществляться сочетанием обката (профиль шлица) и касания (линия шлица по длине).

На рисунке 4.4 приведена схема классического способа обработки шлицевых валов червячной фрезой. По классу образования шлицевой поверхности (H^K-I) устанавливаем количество движений формообразования. Для воспроизведения профиля шлицев обкатом фрезе и заготовке сообщают функционально связанные движения соответственно B_1 и B_2 , образующие сложное двухэлементарное формообразующее движение $\Phi_v(B_1B_2)$ скорости воспроизведения образующей (скорости резания). А для воспроизведения

касанием винтовой линии по длине шлицев – функционально связанные движения соответственно Π_3 и B_4 , образующие сложное формообразующее движение $\Phi_s(\Pi_3 B_4)$ подачи. При этом движение B_4 выполняет дополнительный поворот фрезы для перемещения ее характеристического образа по винтовой направляющей в движении Π_3 .

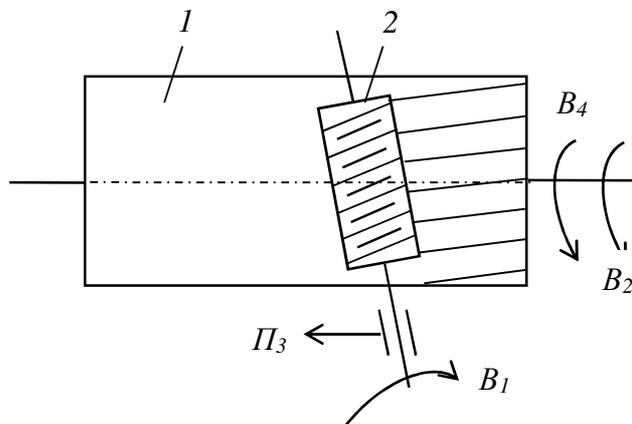


Рисунок 4.4. – Способ фрезерования червячной фрезой шлицевых валов

При фрезеровании прямых шлицев отпадает необходимость в движении B_4 . Следовательно, движение касания должно осуществлять перемещение характеристического образа по прямой направляющей. В этом случае сложное двухэлементарное формообразующее движение $\Phi_s(\Pi_3 B_4)$ преобразуется в простое движение $\Phi_s(\Pi_3)$. Однако по определению движение касания это два одновременно выполняемых, функционально не связанных простых (элементарных), вращательного и прямолинейного движений. Отсюда следует, что простое движение $\Phi_s(\Pi_3)$ более корректно представить в виде составного движения $\Phi_s(\Pi_3 * B_1)$, где символ «*» составного движения однозначно устанавливает логическую связь между вербальным и логико-математическим определением понятия движения касания.

При фрезеровании червячными фрезами процессы деления и врезания осуществляются попутно в процессе формообразования. Следовательно, основная часть структуры станка должна состоять только из сложных формообразующих групп $\Phi_v(B_1 B_2)$ и $\Phi_s(\Pi_3 B_4)$ при фрезеровании винтовых шлицев или из сложной и простой формообразующих групп $\Phi_v(B_1 B_2)$ и $\Phi_s(\Pi_3 * B_1)$ при фрезеровании прямых шлицев.

Общую компоновку (рисунок 4.5) базовых блоков и подвижных исполнительных органов выполним аналогично компоновке, принятой для шлицефрезерных станков. Управляемые электродвигатели предпочтительно синхронные переменного тока M_1, M_2, M_3 кинематически свяжем

соответственно со шпинделем *1* червячной фрезы *2*, шпинделем *3*, несущим заготовку, и тяговым валом *ТВ*, выполненным в виде передачи винт–гайка с телами качения. Гайку тягового вала жесткой связью *4* соединим с суппортом *5*, несущим шпиндель *1* червячной фрезы *2*. Шпиндель червячной фрезы, шпиндель заготовки и суппорт червячной фрезы являются подвижными исполнительными органами станка.

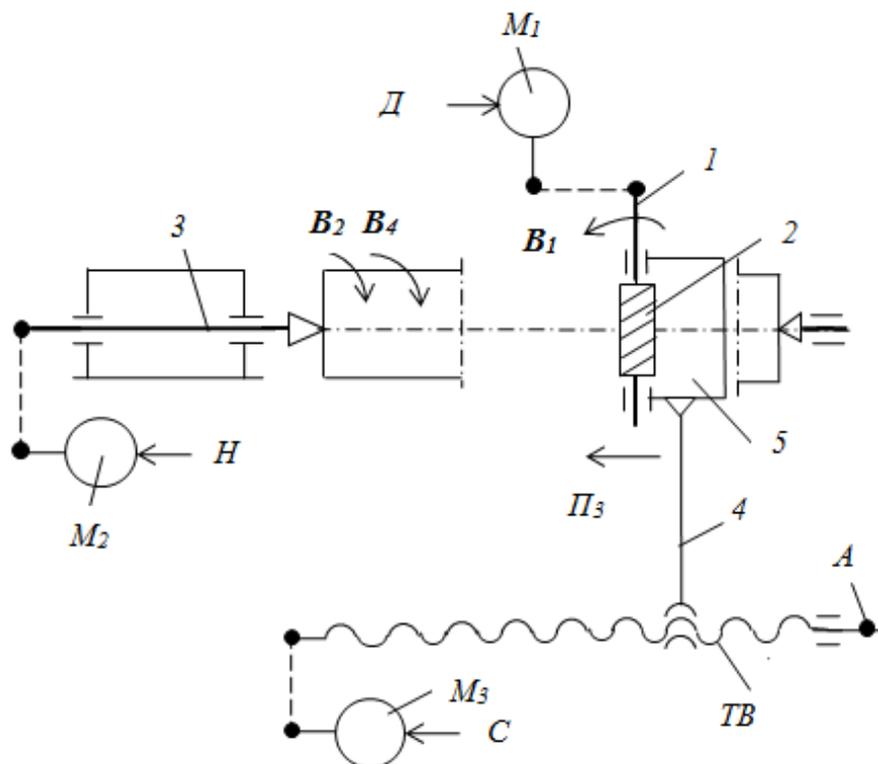


Рисунок 4.5 – Исполнительные органы гибридной структурной схемы шлицефрезерного станка

Общим задачиком для исполнительных органов (рисунок 4.6) является эталонный генератор *1*, вырабатывающий задающий импульсный сигнал, частота которого превышает частоту импульсных сигналов – аналогов частот вращения шпинделя червячной фрезы, шпинделя заготовки и тягового вала [8].

Эталонный генератор *1* соединим с входами делителей частоты, выполненных в виде счетчиков *2, 3, 4, 5* и соединенных с ними блоков установки коэффициентов деления соответственно *6, 7, 8, 9*. Функция этих блоков – установка передаточных отношений при наладке станка. Выход счетчика *2* соединим с входом блока *10* круговой частоты шпинделя фрезы в движении *B₁*. Выход блока *10* посредством предварительного усилителя *11* соединим с усилителем мощности *12*. А выход этого усилителя соединим с управляемым электродвигателем *M₁* (см. рисунок 4.5) привода вращения фрезы.

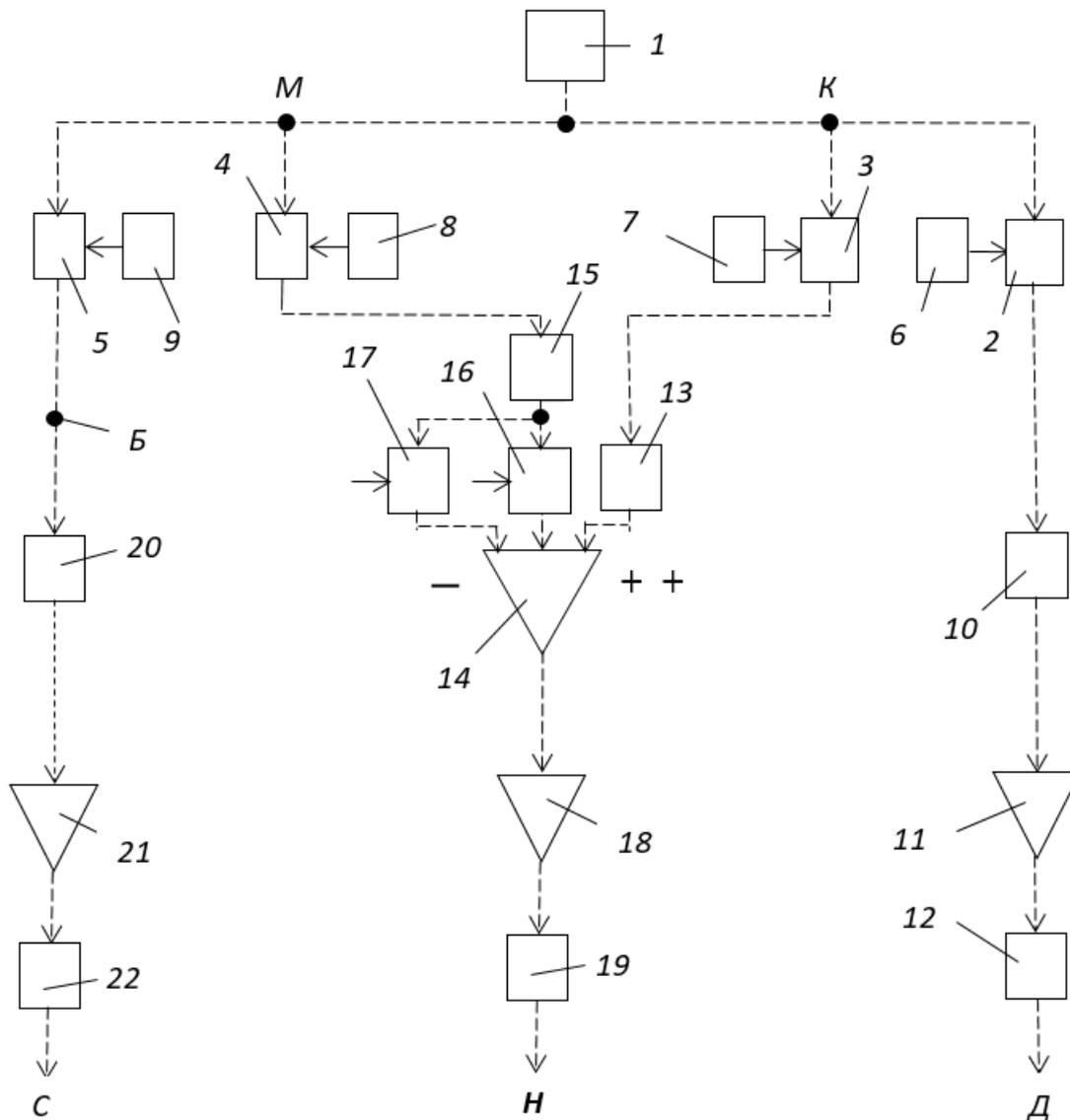


Рисунок 4.6. – Система синхронизации исполнительных органов шлицефрезерного станка по схеме равнозначных координат

Выход счетчика 3 соединим с входом блока 13 круговой частоты шпинделя заготовки в движении B_2 , выход которого соединим с первым входом сложения параллельного сумматора 14. Выход счетчика 4 соединим с входом блока 15 круговой частоты шпинделя заготовки в движении B_4 , у которого выход соединен с входами ключей 16 и 17, управляемых положительным потенциалом. Выходы этих ключей соединим соответственно со вторым входом сложения и входом вычитания параллельного сумматора 14. Выход параллельного сумматора 14 соединим через предварительный усилитель 18 и усилитель мощности 19 с управляемым электродвигателем M_2 (см. рисунок 4.5) привода вращения шпинделя заготовки.

Выход счетчика 5 соединим с входом блока 20 круговой частоты ведущего звена тягового вала TB , преобразующего вращательное движение

в продольную подачу P_3 суппорта 5. Выход блока 20 посредством предварительного усилителя 21 соединим с усилителем мощности 22. Выход этого усилителя соединим с управляемым электродвигателем M_3 (см. рисунок 4.5) привода продольной подачи суппорта.

Блоки 10, 13, 15, 20 круговых частот соответственно шпинделя фрезы, шпинделя заготовки, винта тягового вала выполняются одинаково по схеме частота–напряжение. В этих блоках задающие импульсные сигналы преобразуются в напряжение, пропорциональное частоте входного сигнала. Функциональное назначение блоков – задание скорости резания в движении V_1 шпинделя червячной фрезы, суммарной круговой подачи шпинделя заготовки в движении $V_2 \pm V_4$, продольной подачи в движении P_3 суппорта червячной фрезы.

Запишем связи проектируемой гибридной структурной схемы станка на языке символов, используемых в данной работе.

Группа $\Phi_v(B_1B_2)$. Ее внутренняя связь – мехатронная цепь, связывающая червячную фрезу и обрабатываемую заготовку:

$$V_1 \leftarrow \text{шпиндель 1 фрезы} \leftarrow M_1 \rightarrow D \leftarrow 12 \leftarrow \text{электронный вал} (11 \leftarrow 10 \leftarrow \leftarrow 2 \leftarrow \text{разъем } K \rightarrow 3 \rightarrow 13 \rightarrow 14 \rightarrow 18) \rightarrow 19 \rightarrow H \rightarrow M_2 \rightarrow \text{шпиндель 3} \rightarrow V_2.$$

Внешняя связь:

$$\text{эталонный генератор } 1 \rightarrow \text{разъем } K \text{ (звено соединения связей)}.$$

Группа настраивается на два параметра: на траекторию – делителем частоты (3–7); на скорость воспроизведения профиля шлицев скорость (резания) – делителем частоты (2–6).

Группа $\Phi_s(P_3V_4)$. Ее внутренняя связь – мехатронная цепь, связывающая суппорт 5, фрезы и обрабатываемую заготовку:

$$P_3 \leftarrow \text{суппорт 5} \leftarrow TV \leftarrow M_3 \leftarrow C \rightarrow 22 \leftarrow \text{электронный вал} (21 \leftarrow 20 \leftarrow \leftarrow 5 \leftarrow \text{разъем } M \rightarrow 4 \rightarrow 15 \rightarrow 16 \text{ или } 17 \rightarrow 14 \rightarrow 18) \rightarrow 19 \rightarrow H \rightarrow \rightarrow M_2 \rightarrow \text{шпиндель 3} \rightarrow V_4.$$

Внешняя связь:

$$\text{эталонный генератор } 1 \rightarrow \text{разъем } M \text{ (звено соединения связей)}.$$

Группа настраивается по четырем параметрам: на траекторию – делителем частоты (4–8); на скорость воспроизведения винтовой линии (подачи) – делителем частоты (5–9); на путь и исходное положение – программно.

Согласно нормативам резания при шлицефрезеровании червячными фрезами скорость резания принимается по круговой частоте фрезы

(движение B_1), а подача по ее перемещению параллельно оси заготовки (движение P_3).

При наладке станка блоком 6 установки коэффициента деления задают частоту импульсного сигнала на выходе счетчика 2, соответствующую заданной скорости резания. Аналогично блоком 9 установки коэффициента деления задают частоту импульсного сигнала на выходе счетчика 5, соответствующую заданной подаче.

В мехатронных технических решениях расчетные цепи, РП, УКЦ, ФН будем рассматривать также, как в аналогичных технических решениях, содержащих только механические связи. При этом заменим термин «передаточное отношение органа настройки» термином «коэффициент деления органа настройки». Целесообразность такой замены объясняется тем, что механический орган настройки, например, гитара сменных зубчатых колес, и делитель частоты по функциональному назначению идентичны.

Выведем коэффициенты деления k_1, k_2, k_3, k_4 для делителей частоты (2–6), (3–7), (5–9), (4–8), соответственно.

Группа движение обката $\Phi_v(B_1B_2)$. Ее внутренняя связь и расчетная цепь совпадают. Поэтому РП для исполнительных органов станочного зацепления, воспроизводящего движение обката, имеют вид:

$$1 \text{ об. шпинделя 1 фрезы } (B_1) \rightarrow k/z \text{ об. шпинделя 3 заготовки } (B_2),$$

где k – число заходов червячной фрезы;

z – число нарезаемых шлицев.

Тогда УКЦ станочного зацепления:

$$k/z = 1 \cdot c_1 \cdot n_1 / n_2,$$

где c_1 – произведение передаточных отношений постоянных механических передач расчетной связи;

n_1 – круговая частота электродвигателя M_1 , соответствующая заданной скорости резания, мин^{-1} ;

n_2 – круговая частота электродвигателя M_2 , необходимая для обеспечения функциональной связи в движении обката, мин^{-1} .

Заменим в УКЦ отношение круговых частот отношением коэффициентов деления на соответствующих блоках. Тогда

$$k/z = 1 \cdot c_1 \cdot k_1 / k_2.$$

По этому выражению определим коэффициент деления (ФН), устанавливаемый на делителе частоты (3–7):

$$k_2 = (c_1 z / k) k_1,$$

где k_1 – коэффициент деления, установленный на делителе частоты (2–6), соответствующий заданной круговой частоте электродвигателя M_1 (скорости резания);

k_2 – коэффициент деления, который необходимо установить на делителе частоты (3–7) для обеспечения функциональной связи шпинделя фрезы и шпинделя заготовки.

Группа винтового движения $\Phi_s(P_3B_4)$. Ее внутренняя связь и расчетная цепь совпадают. Поэтому РП для исполнительных органов станочного зацепления, воспроизводящего винтовое движение, имеют вид:

Р мм перемещения суппорта 5 (P_3) → 1 об. шпинделя 3 (B_4).

Тогда УКЦ станочного зацепления:

$$1 = (P / P_{TB} \cdot (n_3 / n_2) \cdot c_2,$$

где P – шаг винтовой линии нарезаемых шлицев;

P_{TB} – шаг тягового вала;

c_2 – произведения постоянных механических передач кинематической связи;

n_3 – круговая частота электродвигателя M_3 , соответствующая заданной подаче, мм/мин;

n_4 – круговая частота электродвигателя M_2 , необходимая для обеспечения функциональной связи в винтовом движении.

Заменим в УКЦ отношение круговых частот отношением коэффициентов деления на соответствующих блоках:

$$1 = (P / P_{TB}) \cdot (k_3 / k_4) \cdot c_2.$$

По этому выражению определим коэффициент деления (ФН), устанавливаемый на делителе частоты (4–8):

$$k_4 = (c_2 T / P) k_3,$$

где k_3 – коэффициент деления, установленный на делителе частоты (5–9), соответствующий заданной круговой частоте электродвигателя M_3 (скорости подачи);

k_4 – коэффициент деления, который необходимо установить на делителе частоты (4–8) для обеспечения функциональной связи суппорта и шпинделя заготовки.

Шпиндель заготовки является исполнительным органом обоих станочных зацеплений. При работе устройства результирующая круговая частота этого шпинделя представляет собой математическую сумму $B_2 \pm B_4$ двух движений B_2 и B_4 , образующих совместно соответственно с движениями B_1 и P_3 движение обката $\Phi_v(B_1B_2)$ и винтовое движение $\Phi_s(P_3B_4)$.

Суммирование движений B_2 и B_4 осуществляется параллельным сумматором 14, являющимся аналогом механического суммирующего механизма, используемого в станках с механическими связями.

Выбор знака в математической сумме движений зависит от направления винтовых линий шлицев и червячной фрезы. Знак «+» соответствует условию, когда винтовые линии одноименны, например, обе левые, знак «-» – винтовые линии разноименны, например, одна правая, а другая левая. Необходимый знак устанавливается при наладке устройства подачей управляющего сигнала на потенциальный вход или ключа 16, или ключа 17.

Станок работает следующим образом. При включении эталонного генератора 1 задающий высокочастотный импульсный сигнал с его выхода поступает на счетчики 2, 3, 4, 5 делителей частоты, в которых происходит деление задающего сигнала в соответствии с коэффициентами деления, установленными на блоках задания этих коэффициентов 6, 7, 8, 9.

Импульсный сигнал с выхода счетчика 2 поступает на вход блока 10 круговой частоты шпинделя фрезы, где происходит его преобразование в напряжение, пропорциональное частоте входного сигнала. С выхода блока 10 сигнал через предварительный усилитель 11 и усилитель мощности 12 сообщается управляемому электродвигателю M_1 , который сообщает вращательное движение B_1 шпинделю фрезы с круговой частотой, соответствующей заданной скорости резания. Синхронно с выхода счетчика 3 импульсный сигнал поступает на вход блока 13 круговой подачи шпинделя заготовки в движении B_2 , где происходит его преобразование в напряжение, пропорциональное частоте. Выходной сигнал с блока 13 поступает на первый вход сложения параллельного сумматора 14. Синхронно с выхода счетчика 4 импульсный сигнал поступает на вход блока 15 круговой подачи шпинделя заготовки в движении B_4 , где происходит его преобразование в напряжение, пропорциональное частоте. Выходной сигнал с блока 15 поступает в зависимости от знака математического сложения движений B_2 и B_4 на одном исполнительном органе или через ключ 16 на второй вход сложения параллельного сумматора 14, или через ключ 17 на вход вычитания этого сумматора. С выхода параллельного сумматора 14 результирующий сигнал через предварительный усилитель 18 и усилитель мощности 19 сообщается управляемому электродвигателю M_2 , который сообщает вращательное движение $B_2 \pm B_4$ круговой подачи шпинделю заготовки с круговой частотой, согласованной с движениями B_1 и P_3 червячной фрезы. Синхронно с выхода счетчика 5 импульсный сигнал поступает на вход блока 20 продольной подачи суппорта в движении P_3 , где происходит его преобразование в напряжение, пропорциональное частоте входного сигнала. Выходной сигнал с блока 20 через предварительный усилитель 21 и усилитель мощности 22 сообщается

управляемому электродвигателю M_3 , который посредством тягового вала TB сообщает движение P_3 суппорту фрезы, пропорциональное частоте сигнала на выходе делителя частоты 5.

В итоге описанного прохождения сигнала от общего задатчика – эталонного генератора I – к трем исполнительным органам – шпинделю червячной фрезы, шпинделю заготовки, суппорту червячной фрезы, образующим два станочных зацепления, происходит воспроизведение профиля и винтовой линии по длине шлицев на обрабатываемой заготовке.

На станке можно обрабатывать также шлицевые поверхности с прямыми шлицами. Для этого достаточно отключить делитель частоты (4–8). В результате сложное двухэлементарное движение продольной подачи суппорта $\Phi_s(P_3B_4)$, а следовательно, и соответствующая формообразующая группа преобразуется к виду $\Phi_s(P_3*B_2)$.

Выше при функциональном проектировании кинематической структуры станка для нарезания резьбы решалась также задача устранения отрицательного влияния девиации механики подачи инструментального суппорта на качество обрабатываемой поверхности. Используемый для этого формирователь сигнала коррекции задающего сигнала (см. рисунок 4.3) без изменений можно включить и в проектируемую структурную схему. Для этого необходимо на тяговом валу TB (см. рисунок 4.6, позиция A) установить импульсный измерительный преобразователь, и соединить его с входом A формирователя сигнала коррекции (см. рисунок 4.3, позиция A). Вход B этого формирователя необходимо соединить со счетчиком 5 (см. рисунок 4.6, позиция B). Из схемы синхронизации необходимо исключить предварительный усилитель 21, а выход импульсно-аналогового преобразователя 20 соединить с первым входом сложения параллельного сумматора 6 (см. рисунок 4.3) формирователя сигнала коррекции. Выход параллельного сумматора необходимо соединить с усилителем мощности 22.

Уместно отметить, что данная мехатронная структурная схема шлицефрезерного станка, разработанная по методике функционального проектирования, признана изобретением.

Глава 5

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ И ОРГАНЫ НАСТРОЙКИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Кинематическая схема представляет собой условное изображение объединения кинематических групп металлорежущего станка в одной плоскости. Назначение кинематической схемы станка – дать полное представление о том, как передается движение к исполнительным органам. Передачи и механизмы в кинематических схемах показываются контуром, напоминающим форму действующих устройств (таблица 5.1). На кинематической схеме приводят также необходимые данные, в т.ч. те, по которым выводят формулы настройки органов настройки соответствующих расчетных кинематических цепей. Среди органов настройки наиболее распространены шестеренчатые коробки скоростей и гитары со сменными зубчатыми колесами.

Таблица 5.1. – Условное обозначение элементов кинематических схем

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
1	2	3	4
Вал		Зубчатые передачи:	
Соединение двух валов:		цилиндрическими колесами	
глухое			
глухое с предохранением от перегрузок			
эластичное		коническими колесами	
шарнирное			
телескопическое		винтовыми колесами	
плавающей муфтой			
зубчатой муфтой		червячная	
Соединение детали с валом:			
свободное при вращении		реечная	
подвижное без вращения			
при помощи вытяжной шпонки		Передача ходовым винтом с гайкой:	
глухое		неразъемной	
		разъемной	

Окончание таблицы 5.1

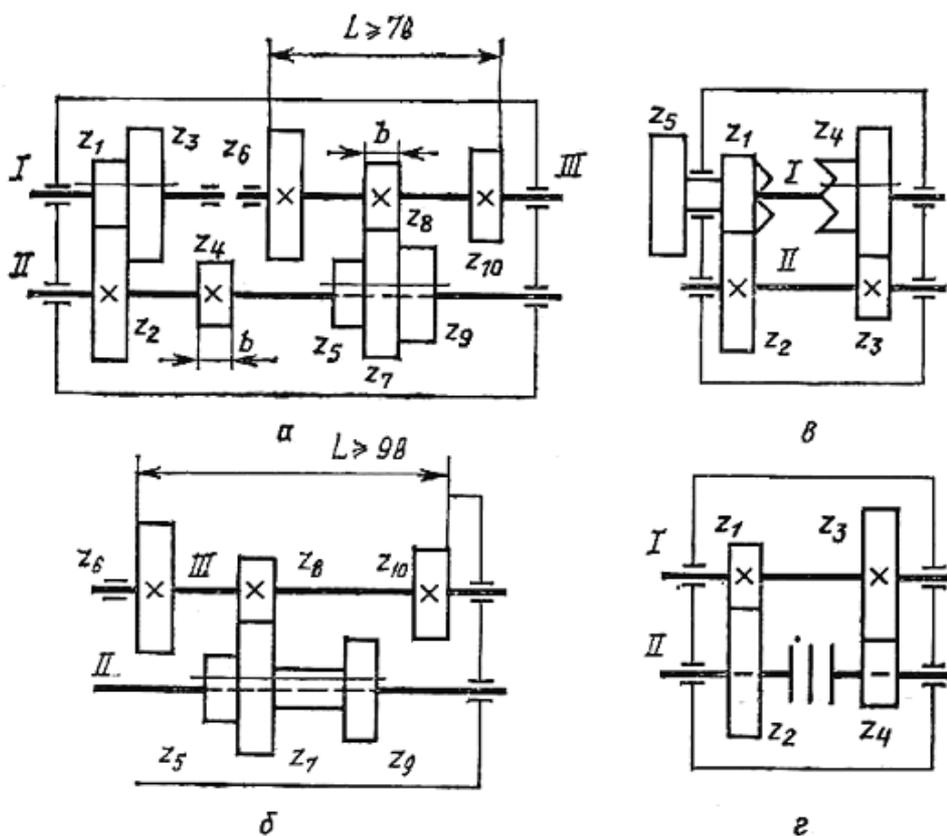
1	2	3	4
Подшипники скольжения:		Муфты:	
радиальный			
радиально-упорный односторонний			
радиально-упорный двухсторонний		кулачковая односторонняя	
Подшипники качения:		конусная односторонняя	
радиальный		дисковая односторонняя	
радиально-упорный односторонний		дисковая двухсторонняя	
радиально-упорный двухсторонний		Ременные передачи:	
Ременные передачи:		электромагнитная односторонняя	
плоским ремнем		электромагнитная двухсторонняя	
		обгонная односторонняя	
клиновидным ремнем		обгонная двухсторонняя	
		Тормоза:	
Передача цепью		конусный	
		колодочный	
		дисковый	

5.1 Шестеренчатые коробки скоростей

Шестеренчатые коробки применяются в основном в приводах скоростей резания и подач универсальных станков с механическими связями, а также в специальных станках, имеющих небольшое количество ступеней скоростей. Как правило, такие коробки имеют геометрический или арифметический ряд скоростей резания или подач.

Шестеренчатая коробка состоит из отдельных одиночных зубчатых передач и элементарных механизмов, комбинация которых определяет конструкцию коробки. Среди элементарных механизмов наиболее распространены механизмы с передвижными блоками, механизмы со сцепными муфтами, механизмы с шестеренчатым конусом (конус Нортонa).

Для изменения частоты вращения ведомого вала в коробках применяют передачи, содержащие передвижные блоки зубчатых колес. Число колес в блоке – два, три реже четыре. Блоки используют в качестве ведущих и ведомых колес. На рисунке 5.1, *a* показана передача с двух- и трехвенцовыми блоками. Двухвенцовый блок с зубчатыми колесами z_1 и z_2 может перемещаться вдоль вала *I* и последовательно зацепляться с колесами z_3 и z_4 , жестко установленными на валу *II*. Передаточное отношение между валами *I* и *II* $i_1 = z_1/z_2$ и $i_2 = z_3/z_4$. При этом на валу *II* подвижный трехвенцовый блок с зубчатыми колесами z_5, z_7, z_9 может последовательно зацепляться с колесами z_6, z_8, z_{10} и обеспечивать между валами *II* и *III* передаточные отношения $i_3 = z_5/z_6, i_4 = z_7/z_8, i_5 = z_9/z_{10}$.



a – с двумя передвижными блоками; *б* – с трехвенцовым блоком;
в – с перебором; *г* – с фрикционной двухсторонней муфтой

Рисунок 5.1. – Механизмы шестеренчатых коробок

Для каждого значения i между валами *I* и *II* можно получить два передаточных отношения, а между валами *II* и *III* – три, следовательно, между валами *I* и *III* посредством передвижных блоков можно обеспечить шесть различных передаточных отношений или шесть частот вращения вала *III* при постоянной частоте вращения вала *I*. Размещение колес на валах зависит от ширины венца σ блоков. Для ввода в зацепление колеса z_5 тройного блока

с колесом z_6 необходимо, чтобы блок свободно проходил мимо колеса z_8 , не зацепив его колесом z_9 . Это возможно, если $z_7 - z_9 > 5$. В противном случае необходимо применять схему передачи, показанную на рисунке 5.1, б.

На рисунке 5.1, в показана передача с перебором. Вал I может получать вращение от колеса z_5 при включении кулачковой муфты колес z_1 и z_4 . При выключенной муфте и зацеплении колеса z_4 с z_3 вращение на вал I передается через зубчатые колеса z_1/z_2 , вал II и колеса $-z_3/z_4$.

Передачи с передвижными блоками и кулачковыми муфтами просты по конструкции, надежны в эксплуатации и удобны в управлении, но не допускают переключений при вращении и имеют большие размеры в осевом направлении. На рисунке 5.1, г приведена передача, которая лишена этих недостатков. Колеса z_2 и z_4 свободно установлены на валу II и постоянно находятся в зацеплении с колесами z_1 и z_3 , жестко закрепленными на валу I . Передача движения валу II от вала I происходит при включении фрикционной двухсторонней муфты, которая жестко соединяет с валом II колеса z_2 и z_4 . В этом случае частоту вращения можно изменять на ходу.

В современных металлорежущих станках с автоматическими коробками скоростей используются одно- и двухсторонние фрикционные электромагнитные муфты.

Механизм с шестеренчатым конусом (механизм Нортон) представляет собой конус, набранный из зубчатых колес, с накидным колесом, смонтированным на поворотном рычаге с цилиндрическим фиксатором (рисунк 5.2).

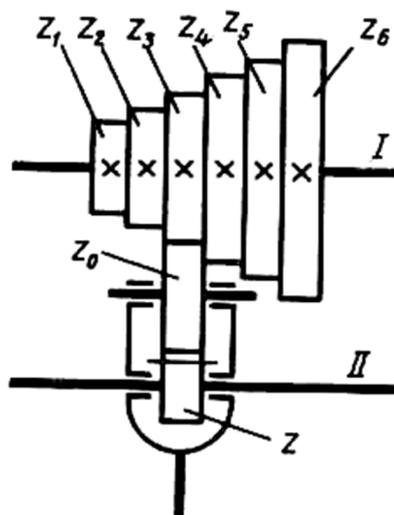


Рисунок 5.2. – Механизм с шестеренчатым конусом

Накидное колесо z_0 может поочередно вступать в зацепление со всеми колесами конуса ($z_1 - z_6$) и передавать движение от вала I на вал II . Таким образом, можно получить шесть различных передаточных отношений.

Выбор чисел зубьев колес конуса не связан с постоянством межосевого расстояния между ведущим и ведомым валами.

Преимуществом этого механизма является компактность, недостатком – малая жесткость. Основное назначение механизма – создание арифметического ряда передаточных отношений. Используется главным образом в универсальных токарно-винторезных станках.

Приведенная на рисунке 5.1, *a* схема шестиступенчатой шестеренчатой коробки является обычной множительной структурой, состоящей из одной кинематической цепи с последовательным соединением передвижных блоков (групп передач), и обеспечивает геометрический ряд круговых частот вращения выходного вала. Такая структура позволяет успешно создавать рациональные приводы главного движения. Однако в ряде случаев, например, в универсальных токарно-винторезных станках, при увеличении диапазона регулирования скоростей, создать простой привод, удовлетворяющий требованиям, на базе такой структуры невозможно. Поэтому в станкостроении применяют так называемые сложенные структуры. Сложенной называется структура многоскоростного ступенчатого привода, состоящая из двух, реже из трех кинематических цепей, каждая из которых является обычной множительной структурой. Одна из этих цепей (короткая) предназначена для высоких скоростей привода, другие (более длинные) – для низких. В качестве примера на рисунке 5.3 приведена схема шестеренчатой коробки на 12 значений частоты вращения шпинделя (выходного вала), у которой сложенная структура состоит из двух кинематических цепей.

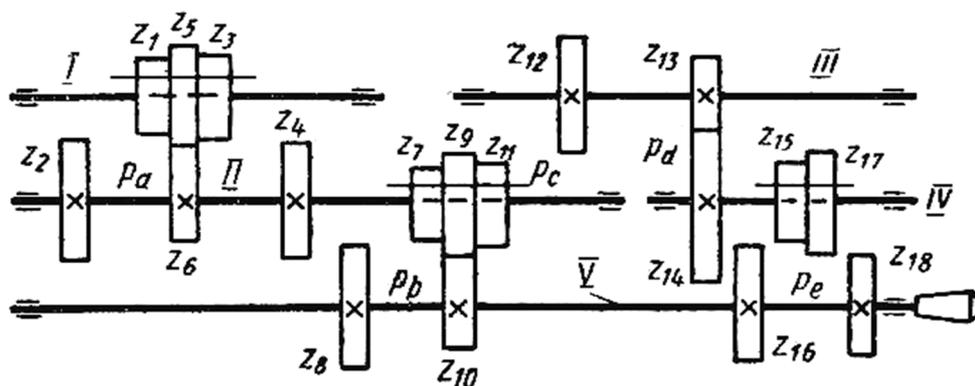


Рисунок 5.3. – Структура сложенного многоскоростного привода

Вращение от вала *I* валу *II* сообщает группа колес *Pa*. Далее движение на шпиндель *V* передается по двум цепям: при левом и среднем положениях блока $z_7-z_9-z_{11}$ через передачу z_7/z_8 или передачу z_9/z_{10} (группа *Pb*); при правом положении блока $z_7-z_9-z_{11}$ группой передач *Pc*, *Pd*, *Pe*. При этом передача

z_{11}/z_{12} выполняет функцию одиночной передачи и обеспечивает переключение с короткой на длинную цепь и наоборот.

В итоге рассматриваемая схема сложного привода обеспечивает следующие значения передаточных отношений от входного вала I к шпинделю V :

– по короткой цепи:

$$i_1 = \frac{z_1 z_7}{z_2 z_8}, i_2 = \frac{z_3 z_7}{z_4 z_8}, i_3 = \frac{z_5 z_7}{z_6 z_8}, i_4 = \frac{z_1 z_9}{z_2 z_{10}}, i_5 = \frac{z_3 z_9}{z_4 z_{10}}, i_6 = \frac{z_5 z_9}{z_6 z_{10}};$$

– по длинной цепи:

$$i_7 = \frac{z_1 z_{11} z_{15}}{z_2 z_{12} z_{16}}, i_8 = \frac{z_3 z_{11} z_{15}}{z_4 z_{12} z_{16}}, i_9 = \frac{z_5 z_{11} z_{17}}{z_6 z_{12} z_{18}}, i_{10} = \frac{z_1 z_{11} z_{17}}{z_2 z_{12} z_{18}},$$

$$i_{11} = \frac{z_3 z_{11} z_{17}}{z_4 z_{12} z_{18}}, i_{12} = \frac{z_5 z_{11} z_{17}}{z_6 z_{12} z_{18}}.$$

В ряде современных станков со ступенчатыми коробками скоростей один из шестеренчатых блоков заменяют двух- или трехскоростным асинхронным электродвигателем.

Методика задания передаточных отношений и чисел зубьев зубчатых колес в шестеренчатых коробках рассматривается в специальном разделе соответствующего курса, посвященном проектированию кинематических схем металлорежущих станков.

5.2 Гитары сменных зубчатых колес

Гитара – это механизм со сменными зубчатыми колесами, предназначенный для ступенчатого изменения передаточного отношения расчетной кинематической цепи. Они применяются в основном в редко перенастраиваемых цепях при большом диапазоне регулирования и количестве передаточных отношений органа настройки расчетной цепи. Эти механизмы отличаются простотой конструкции. Основной недостаток гитар – трудоемкость настройки.

Появление механического суппорта инициировало решение задачи нарезания винтов с различными шагами резьбы. Для ее решения Г. Мондсли в 1800 г. получил патент на винторезный станок с парой сменных зубчатых колес (рисунок 5.4).

По Г. Модсли, если A и B числа зубьев, соответственно, ведущего и ведомого колес, то можно записать

$$A + B = C; \quad i = \frac{A}{B},$$

где i – известное по расчету передаточное отношение расчетной кинематической цепи.

Решая полученную систему уравнений, получим

$$A = B i; \quad B i + B = C; \quad B = \frac{C}{i+1}; \quad A = C - B.$$

По полученным значениям A и B подбираются зубчатые колеса из имеющегося набора.

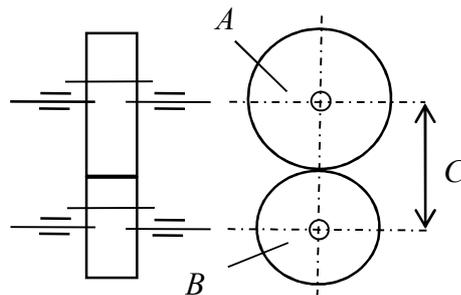


Рисунок 5.4. – Гитара сменных зубчатых колес

Рассмотренный зубчатый механизм называется двухколесной или однопарной гитарой сменных, зубчатых колес. Такие гитары могут передавать большие нагрузки, поэтому их применяют в тяжело нагруженных кинематических цепях металлорежущих станков. Комплект сменных зубчатых колес однопарных гитар обычно состоит из 6–8 колес, обеспечивающих 3–4 повышающие передачи ($i > 1$) и столько же понижающих передач, как правило, в расчетных цепях, не требующих точной настройки (органы настройки i_v и i_s).

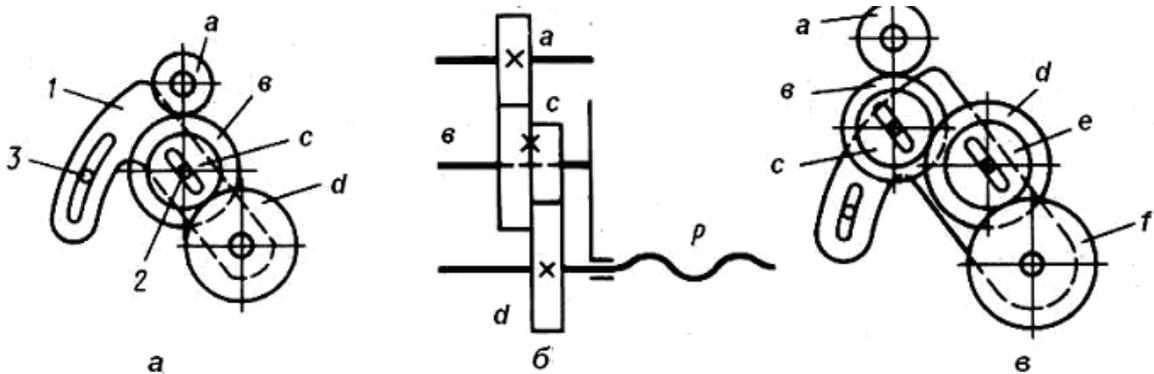
В современном станкостроении для точной настройки расчетных цепей (органы настройки i_x , i_y и т.п.) используются гитары с двумя и тремя парами сменных зубчатых колес (рисунок 5.5).

Гитара с двумя парами колес (рисунок 5.5, а) состоит из плиты 1, оси 2, фиксирующего болта 3 и сменных зубчатых колес a , b , c , d . Поскольку сумма зубьев сцепляемых колес при различных настройках различна, в плите гитары предусмотрен паз, позволяющий перемещать ось 2 и таким образом осуществлять зацепление сменных колес c и d различных диаметров. Болтом 3 фиксируют плиту гитары в требуемом положении для сцепления колес a и b .

Для подбора зубчатых колес пользуются единственным уравнением с четырьмя неизвестными:

$$i = \frac{a c}{b d}, \quad (5.1)$$

где i – передаточное отношение, полученное по ФН;
 a, b, c, d – числа зубьев колес гитары.



a – с двумя парами сменных колес;
б – развертка гитары с двумя парами сменных колес;
в – гитара с тремя парами сменных колес

Рисунок 5.5. – Гитары сменных зубчатых колес

Число решений уравнения (5.1) ограничено следующими факторами:

- имеющимся набором сменных зубчатых колес;
- условиями сцепляемости.

$$A + в > c + (15...20) \quad (5.2);$$

$$c + d > в + (15...20) \quad (5.3).$$

Для подбора сменных зубчатых колес используют в основном два следующих метода: основной и дополнительный.

Основной метод – разложение на простые множители. Используется, когда передаточное отношение i выражается простой дробью, числитель и знаменатель которой разлагаются на простые множители, удобные для подбора колес.

$$\text{Например, } i = \frac{51}{91} = \frac{3 \cdot 17}{7 \cdot 13}.$$

Допустим, что в наборе сменных зубчатых колес станка имеются колеса с числами зубьев, кратными пяти от 20 до 100. Тогда,

$$i = \frac{3 \cdot 17}{7 \cdot 13} = \frac{3 \cdot 10}{7 \cdot 10} \cdot \frac{17 \cdot 5}{13 \cdot 5} = \frac{30}{70} \cdot \frac{85}{65}.$$

Проверяем условия сцепляемости (5.2) по допустимому значению

$$30 + 70 = 85 + 15.$$

Возможно, что зубчатое колесо будет перерезать ведомый вал (см. рисунок 5.5, б) и, следовательно, монтаж колес невозможен. Поменяем местами колеса в числителе или знаменателе.

Например,

$$i = \frac{85}{70} \cdot \frac{30}{65}.$$

Проверяем условия сцепляемости по большему допустимому значению:

$$85 + 70 > 30 + 20;$$

$$30 + 65 > 70 + 20.$$

Условия сцепляемости подтверждают возможность монтажа подобранных сменных зубчатых колес в гитаре.

Дополнительный метод – приближенный подбор. В этом случае используют способ непрерывных дробей или чаще табличный метод.

Пусть по формуле настройки $i = 0,309329$. По таблицам (см., например, М.В. Сандаков и др. Таблицы для подбора шестерен: Справочник. – 6-е изд. – М.: 1988. – 571 с.) подбираем соответствующую этой десятичной дроби простую дробь. После преобразований получим числа зубьев сменных колес

$$i = 0,309329 = \frac{189}{611} = \frac{3^3 \cdot 7}{13 \cdot 47} = \frac{21}{65} \cdot \frac{45}{47}.$$

Такие зубчатые колеса имеются в нормальном наборе сменных зубчатых колес, например, зубофрезерных станков. Проверяем условия сцепляемости:

$$21 + 65 > 45 + 20;$$

$$45 + 47 > 65 + 20.$$

В ряде станков, например, зубофрезерных, как правило, предусматривается более широкий диапазон настройки расчетных кинематических цепей, поэтому в таких станках используются гитары с тремя парами сменных зубчатых колес. В этих гитарах (см. рисунок 5.5, в) используется дополнительная пара зубчатых колес, а в ее плите выполняется два или три паза для промежуточных осей. Для подбора зубчатых колес используется уравнение с шестью неизвестными

$$i = \frac{a c e}{b d f}.$$

Зубчатые колеса e и f меняются значительно реже, чем колеса a , b , c , d . Их передаточное отношение постоянно и равно 1; 1/2; 2. Это позволяет для данной пары колес использовать только четыре сменных зубчатых колеса, например, с числами зубьев 40, 60, 60, 80.

Колеса a , b , c , d подбираются по правилам подбора колес для двухпарной гитары, а к условиям сцепляемости добавляется еще одно:

$$e + f > d + (15 \dots 20).$$

Для различных групп станков комплекты сменных зубчатых колес различны. Однако все комплекты создаются на основе общего ряда чисел зубьев сменных колес: 20 – 23 – 25 – 30 – 33 – 34 – 37 – 40 – 41 – 43 – 45 – 47 – 50 – 53 – 55 – 58 – 59 – 60 – 62 – 65 – 67 – 70 – 71 – 73 – 75 – 79 – 80 – 83 – 85 – 89 – 90 – 92 – 95 – 97 – 98 – 100 – 105 – 113 – 115 – 120 – 127 (всего 44 колеса).

Для токарно-винторезных станков принят набор колес, у которых числа зубьев кратны пяти (в комплекте 22 колеса).

Набор зубчатых колес для зуборезных станков ограничен колесом с числом зубьев 100. В затыловочных станках набор колес аналогичен общему, но в нем нет колеса со 113 зубьями. Для фрезерных станков (для настройки делительных головок) набор состоит из колес с числами зубьев: 25 – 25 – 30 – 35 – 40 – 50 – 55 – 60 – 70 – 80 – 90 – 100 (всего 12 колес).

Гитары с двумя и тремя парами сменных зубчатых колес не могут передавать больших нагрузок из-за их нежесткости.

5.3 Механизмы для бесступенчатого изменения скорости

Основные достоинства приводов с бесступенчатым регулированием – повышение производительности обработки за счет точной настройки оптимальной по режимам резания скорости, возможность плавного изменения скорости во время работы, простота автоматизации процесса изменения скоростей. Для бесступенчатого изменения скорости применяют механические (фрикционные) вариаторы, регулируемые электро- и гидродвигатели. В данном курсе рассматриваются только механические вариаторы. Электрические и гидравлические регулируемые приводы рассматриваются в соответствующих курсах.

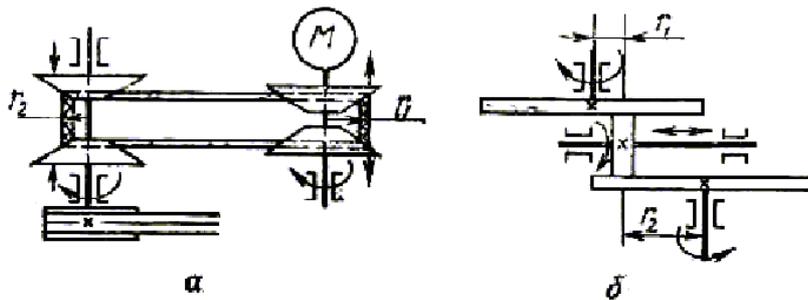
Принцип действия механического вариатора рассмотрим на примере наиболее распространенных их типов (рисунок 5.6).

В вариаторе с раздвижными коническими дисками (рисунок 5.6, a) смещение дисков по шлицам входного и выходного валов в противоположные стороны приводит к смещению широкого клинового ремня. В итоге

изменяются радиусы контактов r_1 и r_2 ремня с конусными поверхностями дисков и, следовательно, изменяется передаточное отношение механизма. Диапазон регулирования определяется предельным отношением радиусов ведомого и ведущего дисков

$$R_{\delta} = r_2/r_1 < 6,$$

где R_{δ} – диапазон бесступенчатого регулирования вариатора.



a – с раздвижными конусными дисками; *b* – лобовой

Рисунок 5.6. – Механические вариаторы

Основными недостатками вариатора с клиновым ремнем являются непостоянство длины клинового ремня, меняющееся с изменением передаточного отношения и значительная неустойчивость передаточного отношения при изменении передаваемой нагрузки (потеря частоты вращения до 14...16%).

Вариатор с широким клиновым ремнем использовался в токарно-винторезном станке модели 1К620.

Вместо ремня в вариаторе с раздвижными дисками может использоваться клиновое кольцо. Такой вариатор имеет меньшие габаритные размеры и используется для передачи мощности до 1,5 кВт в небольших по размерам станках, например, токарных и координатно-расточных.

В лобовом вариаторе (см. рисунок 5.6, б) при смещении промежуточного ролика вдоль образующей ведомого и ведущего дисков изменяются величины радиусов r_1 и r_2 . Это обеспечивает изменение передаточного отношения механизма. В таком вариаторе диапазон бесступенчатого регулирования $R_{\delta} < 10$.

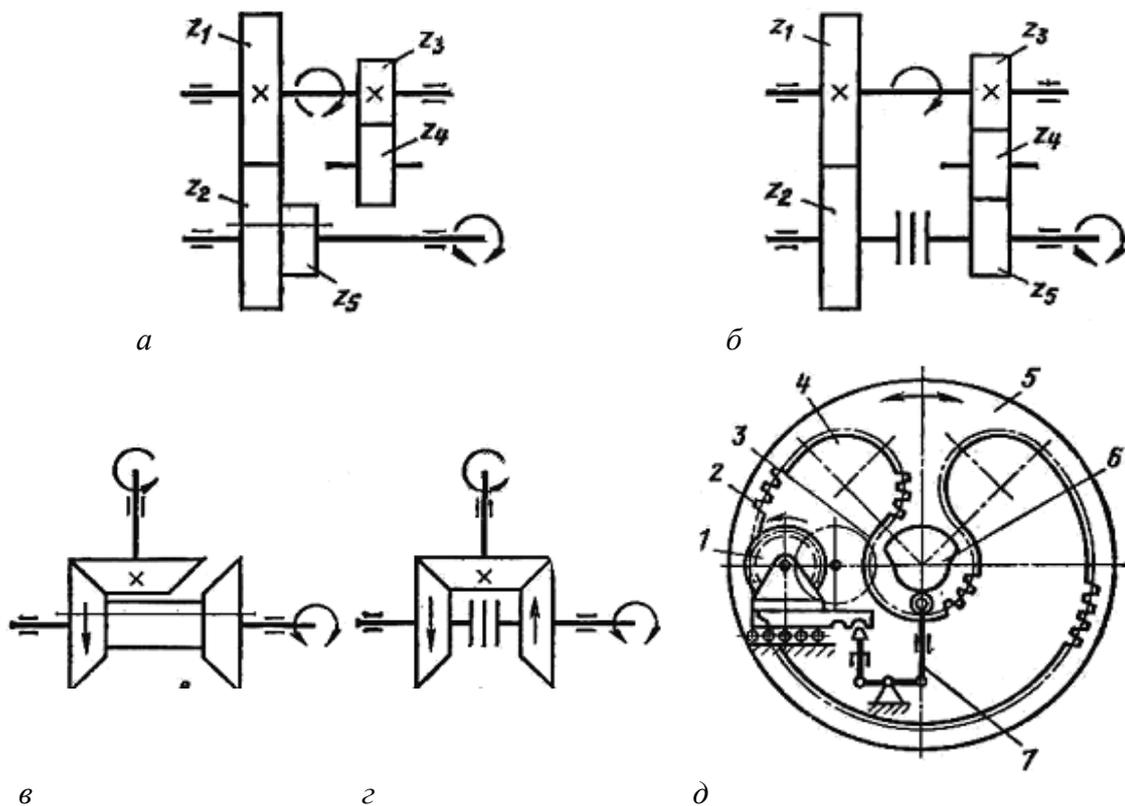
Общими недостатками механических вариаторов являются: меньшая по сравнению с шестеренчатыми передачами надежность; нежесткая кинематическая характеристика и, следовательно, невозможность применения во внутренних связях станков; сравнительно небольшой диапазон регулирования и как следствие, необходимость дополнения привода шестеренчатой коробкой.

Механические вариаторы из-за их недостатков вытесняются из приводов металлорежущих станков регулируемые электродвигателями.

5.4 Реверсивные механизмы

Реверсивные механизмы используются для изменения направления движения исполнительных органов станка. Реверсирование движений может осуществляться посредством реверсирования электродвигателей, гидродвигателей и механических устройств. В станках с механическими связями используются, как правило, механические реверсивные механизмы. На рисунке 5.7 приведены схемы наиболее распространенных реверсивных механизмов.

Реверсивные механизмы с цилиндрическими колесами основаны на передаче вращательного движения от входного вала к выходному или через зубчатую передачу z_1/z_2 (рисунок 5.7, а), или с использованием промежуточного колеса, т.е. $z_3/z_4/z_5$ (рисунок 5.7, б). При этом управление реверсированием может осуществляться посредством передвижного блок колес z_2-z_5 или посредством кулачковой или фрикционной муфты с ручным или электромагнитным управлением.



а — с передвижной шестерней; б — с фрикционной муфтой;
в, г — с коническими колесами; д — с составным колесом

Рисунок 5.7. – Реверсивные механизмы

Реверсивные механизмы с цилиндрическими колесами основаны на передаче вращательного движения от входного вала к выходному или через зубчатую передачу z_1/z_2 (см. рисунок 5.7, а) или с использованием промежуточного колеса, т.е. $z_3/z_4/z_5$ (см. рисунок 5.7, б). При этом управление реверсированием может осуществляться посредством передвижного блока колес z_2-z_5 или посредством кулачковой или фрикционной муфты с ручным или электромагнитным управлением.

Работа реверсивных устройств с коническими колесами основана на том, что два конических колеса, установленных на выходном валу, находясь в зацеплении с колесом входного вала, вращаются в противоположные стороны (см. рисунок 5.7, в, г). Управление реверсированием обеспечивается или перемещением блока конических колес, или с использованием переключающей механической или электромагнитной муфты.

Основной недостаток рассмотренных реверсивных механизмов – потеря некоторого количества движения в период переключения направления вращения. Поэтому при использовании таких механизмов во внутренних связях необходимо при выводе формулы настройки в уравнение расчетной кинематической цепи ввести соответствующий эмпирический коэффициент.

Указанный недостаток устранен в реверсивном механизме с составным колесом (см. рисунок 5.7, д). Этот механизм состоит из ведущего колеса 1 и ведомого колеса, составленного из двух концентрических секторов внутреннего 2 и наружного 3 зацепления, соединенных между собой зубчатыми секторами 4 внутреннего зацепления. Все секторы составного колеса закреплены на торце колеса 5. Центр колеса 1 при зацеплении его с зубчатыми секторами 2 и 3 меняет положение от кулачка 6 через систему рычагов 7. Колесо 1 вращается с постоянной частотой в неизменном направлении, а колесо 5 изменяет направление вращения при неизменном зацеплении колеса 1 с зубчатыми секторами внутреннего 2 и внешнего 3 зацепления.

Реверсивный механизм с составным колесом используется во внутренних связях современных зубообрабатывающих станков для обработки конических зубчатых колес с прямыми и с круговыми зубьями.

5.5 Суммирующие механизмы

В зубообрабатывающих, токарно-затыловочных, резьбошлифовальных и ряде других станков с механическими связями применяют суммирующие механизмы, называемые дифференциалами. При этом кинематическая структура станков, одинаковых по назначению, становится различной

в зависимости от того, применен в ней дифференциал или нет. С помощью дифференциалов создают несколько элементарных движений на одном исполнительном звене. Дифференциалы позволяют изменять скорость каждого элементарного движения, не изменяя скорости остальных алгебраически складываемых движений, прекращать любое элементарное движение и вновь создавать его в требуемый по циклу работы станка момент времени. Расположение дифференциала в кинематической структуре зависит от решаемой задачи. При расположении дифференциала в одной кинематической группе решается задача или повышения точности работы группы, или коррекции точности настройки параметров создаваемого исполнительного движения, или расширения диапазона его настройки. С помощью дифференциала, соединив две кинематические группы между собой можно уменьшить число подвижных исполнительных звеньев станка. В этом случае одно и то же исполнительное звено может участвовать одновременно в двух исполнительных движениях, имеющих независимые траектории, скорости и другие параметры. В суммирующих механизмах обязательны три приводных звена: два входных, или ведущих, и одно выходное, или ведомое.

Схемы дифференциалов, применяемых в станках, зависят от вида используемых передач. А все их многообразие состоит из двух групп: планетарные и непланетарные дифференциалы.

Планетарные дифференциалы с цилиндрическими колесами. Находящиеся в зацеплении между собой колеса с числами зубьев Z_1 и Z_2 , связанные ручагом – водилом B представляют собой дифференциал с цилиндрическими зубчатыми колесами (рисунок 5.8).

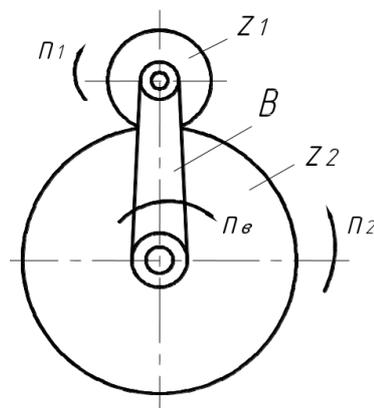


Рисунок 5.8. – Планетарный дифференциал с цилиндрическими колесами

При сообщении ведущим звеньям колесу Z_1 и водилу B соответственно вращательных движений n_1 и n_6 на ведомом звене – колесе Z_2 – произойдет физическое сложение этих движений с учетом передаточного отношения механизма. Связь между угловыми скоростями приводных звеньев дифференциала устанавливается по формуле Виллиса (ФВ)

$$\frac{n_2 - n_6}{n_1 - n_6} = \pm i^6,$$

где n_1, n_2, n_6 – соответственно круговые частоты (угловые скорости) приводных звеньев;

i^6 – передаточное отношение механизма при остановленном водиле.

Знак «+» принимается при одноименном направлении вращения ведущего и ведомого звеньев, знак «-» – при разноименном направлении их вращения.

Решая ФВ относительно ведомого звена, после несложных преобразований получим

$$n_2 = pn_1 \pm kn_6,$$

где $p = \pm i^6; k = 1 - (\pm i^6)$.

При $n_1 = 0$, $i_{\Sigma}^{z_1} = \frac{n_2}{n_6} = k = 1 - (\pm i^6)$;

при $n_6 = 0$, $i_{\Sigma}^6 = \frac{n_2}{n_1} = p = \pm i^6$,

где $i_{\Sigma}^{z_1}, i_{\Sigma}^6$ – передаточное отношение суммирующего механизма при одном остановленном звене, соответственно ведущем колесе или водиле.

При расчете настройки кинематических цепей необходимо выяснить назначение дифференциала и установить, каким его подвижным звеньям сообщаются круговые частоты n_1, n_2, n_6 . Рассмотрим в качестве примера привод вращения шпинделя токарно-затыловочного станка модели 1708 (США).

В этом приводе (рисунок 5.9) используются электродвигатели M_1 и M_2 , кинематически связанные с входными звеньями дифференциала соответственно водилом B и колесом с внутренним зубчатым венцом $Z80$. Выходное звено дифференциала – колесо $Z40$.

Таким образом,

$$n_1 = n_{Z80}; n_2 = n_{Z40}; n_6 = n_{Z24}.$$

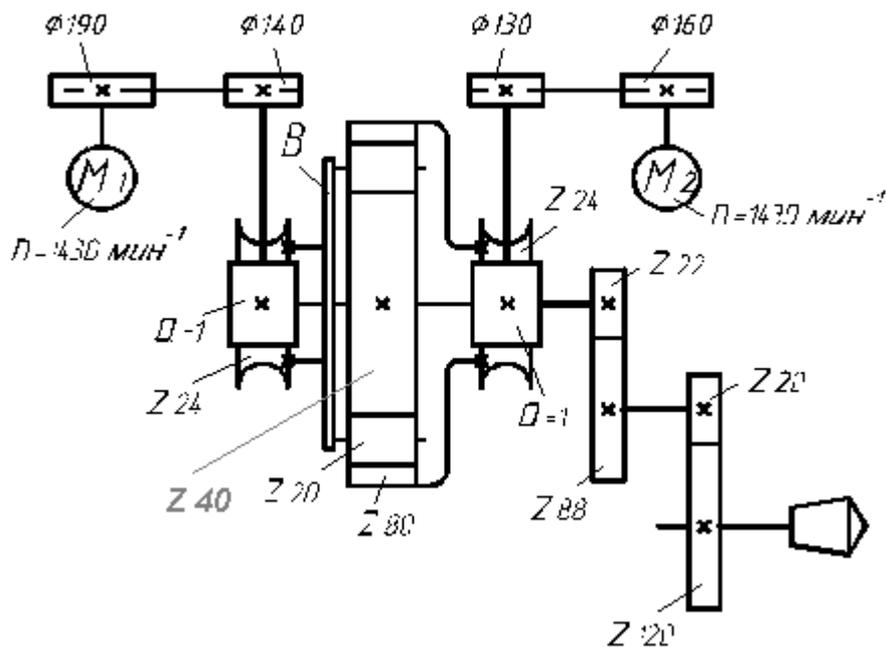


Рисунок 5.9. – Планетарный дифференциал в приводе вращения шпинделя

По ФВ получим

$$\frac{n_2 - n_6}{n_1 - n_6} = \pm i^6 = \left(+\frac{80}{20}\right)\left(-\frac{20}{40}\right) = -2.$$

Откуда

$$n_2 = -2n_1 + 3n_6.$$

Определим передаточные отношения дифференциала при отключенных по очереди электродвигателях.

Электродвигатель M_1 отключен. Тогда

$$n_6 = 0; \quad n_2 = -2n_1; \quad i_{\Sigma}^6 = \frac{n_2}{n_1} = -2.$$

Электродвигатель M_2 отключен. Тогда

$$n_1 = 0; \quad n_2 = 3n_6; \quad i_{\Sigma}^{Z80} = \frac{n_2}{n_6} = 3.$$

Определим посредством УКЦ возможные круговые частоты вращения шпинделя.

Электродвигатель M_1 отключен. Тогда

$$n_{ш} = (n_{M1} = 1430) \cdot 160/130 \cdot 1/24 \cdot (i_{\Sigma}^6 = 2) \cdot 22/88 \cdot 20/120 = 6 \text{ мин}^{-1}.$$

Электродвигатель M_2 отключен. Тогда

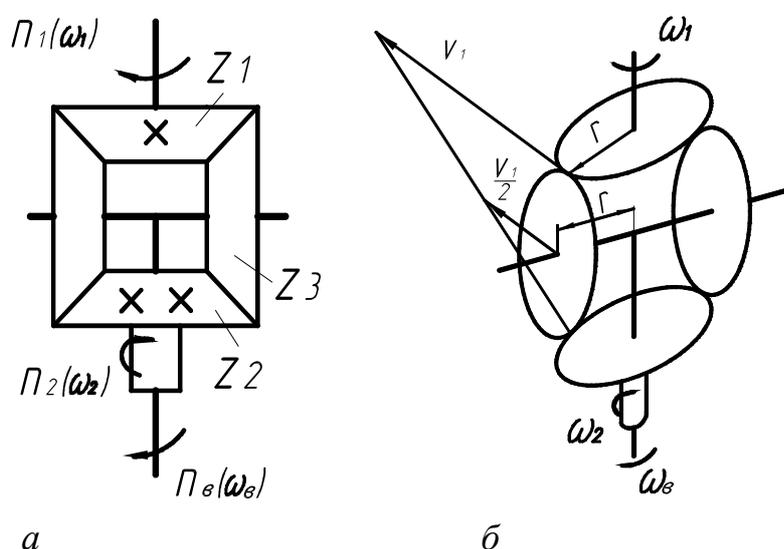
$$n_{uu} = (n_{M_2} = 1430) \cdot 190/140 \cdot 1/24 \cdot (i_{\Sigma}^{Z_{80}} = 3) \cdot 22/88 \cdot 20/160 = 10 \text{ мин}^{-1}.$$

Оба электродвигателя вращаются одновременно в одну сторону. Тогда на выходном звене дифференциала круговые частоты складываются. Следовательно, $n_{uu} = 16 \text{ мин}^{-1}$.

Оба электродвигателя вращаются одновременно в противоположные стороны. Тогда на выходном звене дифференциала круговые частоты вычитаются. Следовательно, $n_{uu} = 4 \text{ мин}^{-1}$.

В рассмотренной схеме дифференциал обеспечивает расширение диапазона настройки круговых частот вращения шпинделя.

Планетарные дифференциалы с коническими колесами. На рисунке 5.10 представлена схема планетарного дифференциала с коническими колесами.



a – условное обозначение, принятое в кинематике металлорежущих станков;
б – условное обозначение, принятое в теоретической механике

Рисунок 5.10. – Дифференциал с коническими колесами

При сообщении ведущим звеньям дифференциала (см. рисунок 5.10, *a*), например, водилу B и зубчатому колесу Z_2 вращательных движений соответственно n_3 (или ω_3) и n_2 (или ω_2) на ведомом звене – колесе Z_1 произойдет физическое сложение этих движений. Связь между круговыми частотами (или угловыми скоростями) в таком дифференциале устанавливается также по ФВ. Однако в данном случае осуществим определение передаточных отношений дифференциала по методике, принятой в теоретической механике.

При $\omega_2 = 0$ вращение сателлитов можно рассматривать как вращение относительно мгновенного центра вращения M (см. рисунок 5.10, *б*).

Тогда,

$$v_1 = \omega_1 r; \quad \frac{v_1}{2} = \frac{\omega_1 r}{2} = \omega_g r.$$

Следовательно,

$$\omega_g = \frac{\omega_1}{2} \quad (\text{или} \quad n_g = \frac{n_1}{2}).$$

Аналогично при $\omega_2 = 0$, получим

$$\omega_g = \frac{\omega_2}{2} \quad (\text{или} \quad n_g = \frac{n_2}{2}).$$

Если $\omega_1 \neq 0$ и $\omega_2 \neq 0$, то

$$\omega_g = \frac{\omega_1 \pm \omega_2}{2} \quad (\text{или} \quad n_g = \frac{n_1 \pm n_2}{2}).$$

Определим передаточные отношения дифференциала при одном оставленном звене.

Водило ведущее, $n_2 = 0$. Тогда

$$i_{\Sigma}^{z_2} = \frac{n_1}{n_g} = \frac{n_1}{n_1/2} = 2.$$

Водило ведомое, $n_2 = 0$. Тогда

$$i_{\Sigma}^{z_2} = \frac{n_g}{n_1} = \frac{n_1/2}{n_1} = \frac{1}{2}.$$

Ведущее колесо Z_1 или Z_2 , $n_g = 0$. Тогда

$$i_{\Sigma}^g = 1.$$

Сравнивая планетарные дифференциалы, отметим следующую особенность при определении передаточных отношений:

- передаточные отношения дифференциала с цилиндрическими колесами зависят от чисел зубьев колес, используемых в дифференциале;
- передаточные отношения дифференциала с коническими колесами от чисел зубьев используемых колес не зависят и, следовательно, имеют постоянное значение.

В современных металлорежущих станках с механическими связями используются оба типа планетарных дифференциалов. Выбор схемы планетарного дифференциала с цилиндрическими или коническими колесами зависит от традиций, сложившихся в соответствующих конструкторских бюро.

Непланетарный дифференциал с передачей винт – гайка. При вращении ходового винта (рисунок 5.11) и вращении маточной гайки от ходового вала через передачу z_1/z_2 гайка получит суммарное продольное перемещение на величину, определяемую выражением

$$L_{\Sigma} = n_1 t \pm n_2 \cdot z_1/z_2 \cdot t,$$

где L_{Σ} – величина суммарного перемещения маточной гайки;
 n_1, n_2 – круговые частоты соответственно ходового винта и ходового вала;
 t – шаг ходового винта.

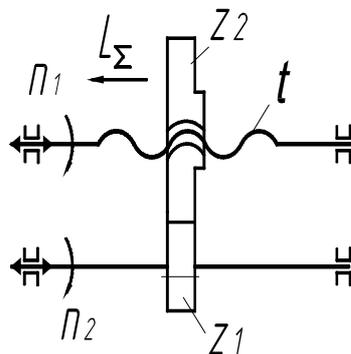


Рисунок 5.11. – Дифференциал с передачей винт–гайка

Непланетарный дифференциала в узле коррекционной линейки. Эта линейка, являясь дополнительным органом настройки, используется в высокоточных резьбообрабатывающих станках с механическими связями в следующих случаях:

- при нарезании специальных резьб, когда посредством имеющегося набора сменных зубчатых колес невозможно настроить винторезную цепь;
- при необходимости изменения шага резьбы на небольшую величину для компенсации деформации после термообработки;
- для компенсации постоянной ошибки шага ходового винта станка.

Конструктивно (рисунок 5.12) узел выполнен в виде передач: винт–гайка и рейка–зубчатое колесо. Наружная поверхность гайки имеет зубчатый венец с числом зубьев Z , находящийся в зацеплении с зубчатой рейкой 1, соединенной посредством тяги 2 с линейкой 3, устанавливаемой при настройке на требуемый угол α .

За один оборот ходового винта гайка поступательно переместится на шаг резьбы этого винта. Одновременно зубчатая рейка, скользящая по линейке, сообщает гайке вращательное движение, преобразующееся

в дополнительное поступательное перемещение. В итоге гайка переместится на алгебраическую сумму двух движений. Величина этого движения за один оборот ходового винта равна шагу нарезаемой резьбы и определяется по формуле

$$t = n t_{TB} \pm \frac{t \operatorname{tg} \alpha}{\pi m z} t_{TB},$$

где t – шаг нарезаемой резьбы;
 n – круговая частота вращения ходового винта (тягового вала);
 t_{TB} – шаг ходового винта;
 α – угол наклона линейки Z .

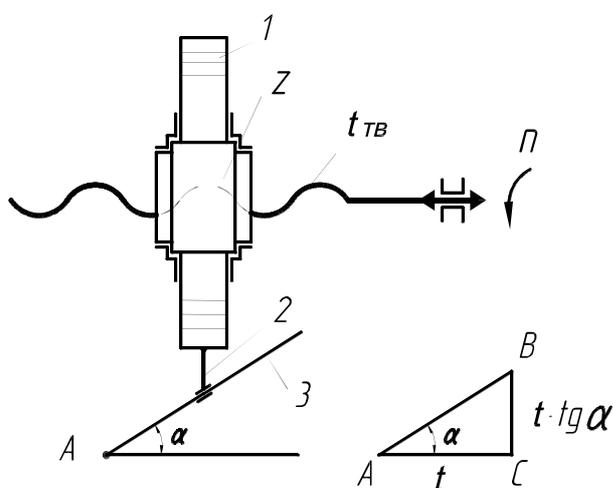


Рисунок 5.12. – Коррекционная линейка

При настройке винторезного станка на траекторию формообразующего движения, воспроизводящего направляющую (винтовую линию), по приведенной формуле вычисляется угол α наклона линейки.

Дифференциал с червячной передачей. При вращении червяка и его поступательном перемещении (рисунок 5.13) червячному колесу будет сообщено суммарное вращательное движение с круговой частотой, определяемой по выражению

$$n_{\Sigma} = n \cdot k/z \pm l/\pi \cdot m,$$

где n_{Σ} – суммарная круговая частота вращения червячного колеса;
 n – круговая частота вращения червяка;
 k – число заходов червяка;
 z – число зубьев червячного колеса;
 m – модуль передачи;
 l – величина поступательного перемещения червяка.

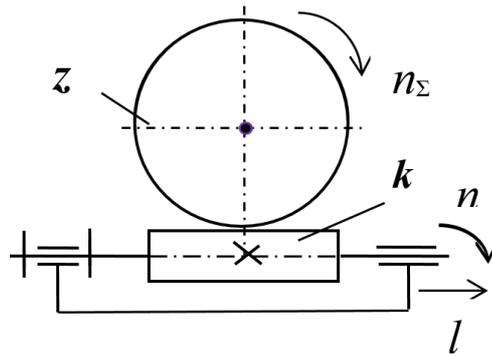


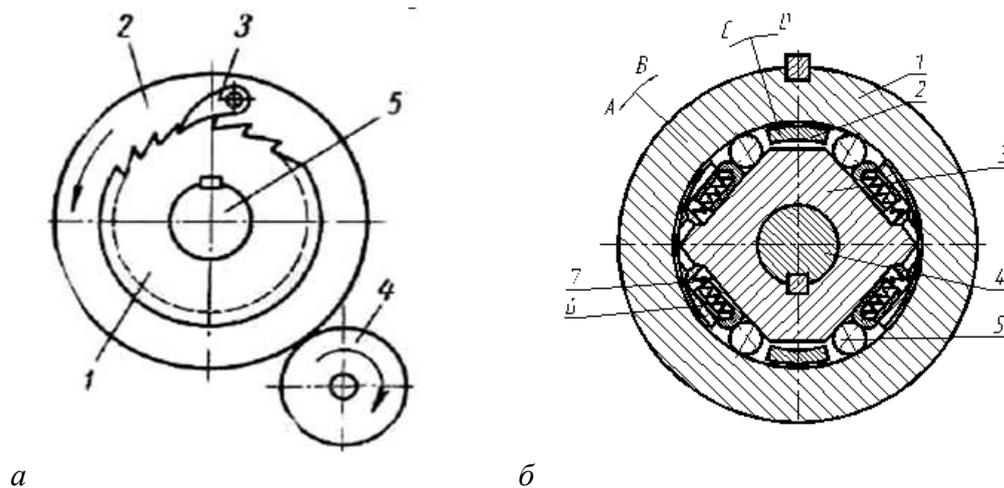
Рисунок 5.13. – Дифференциал с червячной передачей

В приведенных примерах знак «+» соответствует сложению на ведомом звене совпадающих по направлению движений, а знак «-» – вычитанию при несовпадении направлений суммируемых движений.

5.6 Механизмы обгона

В ряде случаев вращение одному валу по двум кинематическим цепям может быть передано через механизм обгона. На рисунке 5.14, *a* представлен механизм обгона, состоящий из храпового колеса 1, закрепленного на валу 5, и собачки 3, связанной с диском 2. Этот диск свободно вращается на валу 5 и может приводиться в движение от зубчатого колеса 4. При сообщении вращения диску 2 по стрелке собачка 3 поведет храповое колесо с валом 5. Если последнему сообщить большую скорость вращения в том же направлении от другого источника движения, то он будет обгонять диск 2; собачка 3 в этом случае препятствовать обгону не будет. После выключения быстрого вращения вала 5 собачка 3 зацепит храповое колесо и поведет его снова. Таким образом, храповой механизм обгона позволяет, не выключая привода медленного вращения, включить ускоренное вращение вала 5.

В качестве механизмов обгона используются также роликовые муфты свободного хода. По принципу действия эти муфты делятся на три группы. Муфты первой группы передают как медленное (рабочее), так и ускоренное вращательное движение в одном направлении. Муфты второй группы передают медленное (рабочее) движение в одном направлении, а ускоренное в двух направлениях. В станках обычно используют муфты третьей группы, которые передают и медленное (рабочее) движение, и ускоренное движение в обоих направлениях (рисунок 5.14, *б*). При медленном вращении обоймы 1 по стрелке *A* или *B* заклинивается пара соответствующих роликов 5 и медленное вращательное движение передается через ступицу 3 ведомому валу 4. При ускоренном вращении поводков 2 в любую сторону они через соответствующие ролики передают вращательное движение ступице 3 и, следовательно, ведомому валу 4 по стрелке *C* или *D*.



a – с храповым колесом; *б* – муфта свободного хода

Рисунок 5.14. – Механизмы обгона

5.7 Механизмы периодического движения

Для осуществления периодических (дискретных) движений рабочих органов в течение коротких промежутков времени используют храповые механизмы. На рисунке 5.15, *a* показана схема такого механизма с наружным зацеплением. Собачка *1*, получая качательное движение, захватывает зубья храпового колеса *2* и поворачивает его вокруг оси вала II в одном направлении.

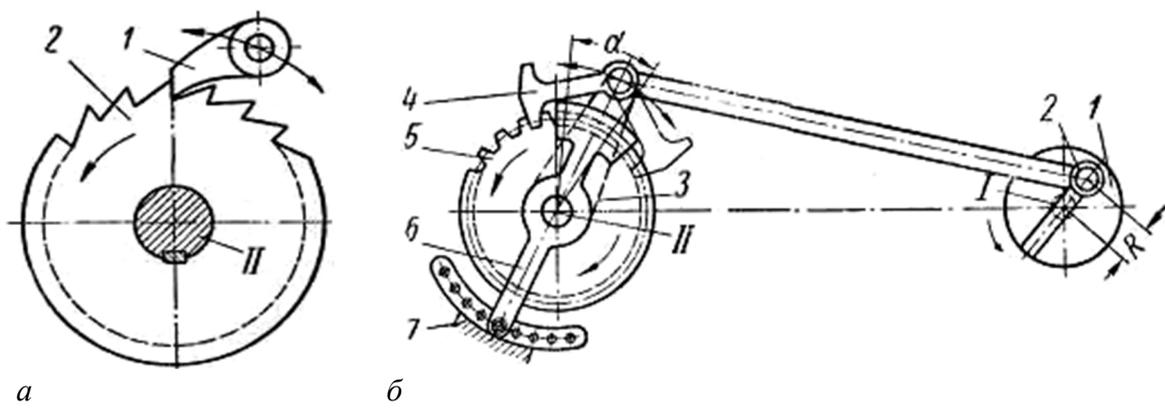
Качательное движение в храповых механизмах, как правило, осуществляются посредством кривошипно-качательного механизма (рисунок 5.15, *б*). На ведущем валу I насажен диск *1* с кривошипным пальцем *2*. При вращении диска шатун механизма качает рычаг *3* с установленной на нем собачкой *4* вокруг оси вала II. Величину угла качания рычага *3* устанавливают перемещением пальца *2* на расстояние *R*. Угол поворота храпового колеса *5* регулируют с помощью щитка *б*, перекрывающего на пути качания собачки несколько зубьев храпового колеса. Щиток в положении, при котором будет перекрыто необходимое число зубьев, фиксируется посредством штифта *7*.

Если за один оборот вала I храповое колесо повернется на угол, соответствующий z_a , то передаточное отношение механизма

$$i = \frac{z_a}{z},$$

где z – число зубьев храпового колеса.

Возвращаясь в исходное положение, собачка проскальзывает по зубьям колеса, и последнее остается неподвижным.



***a* – храповой механизм;
б– кривошипно-качательный механизм**

Рисунок 5.15. – Механизм для осуществления прерывистых движений

Переставляя собачку *4* в противоположное положение (на рисунке 5.15, *б* показано тонкой линией), можно реверсировать вращение храпового колеса.

Рассмотренный механизм используется, например, в приводе поперечных подач поперечно-строгальных станков.

Для периодического поворота через длительные отрезки времени применяют мальтийские механизмы (рисунок 5.16).

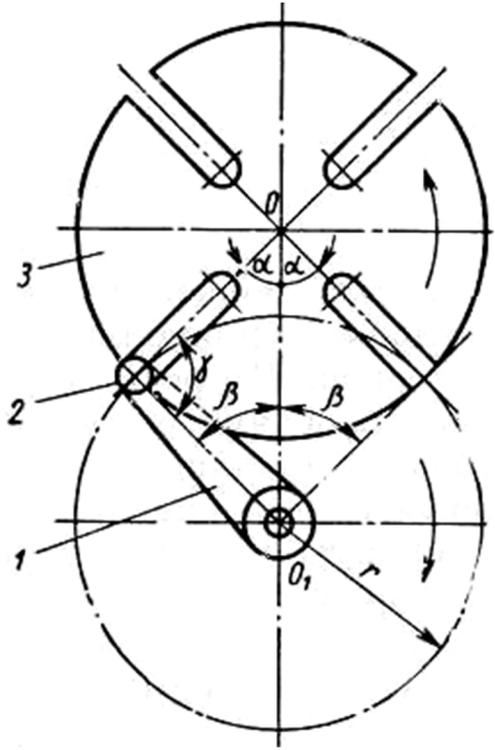


Рисунок 5.16. – Мальтийский механизм

Такой механизм состоит из кривошипа 1 с пальцем 2 на конце и диска 3, имеющего радиальные пазы. Кривошип вращается непрерывно. В определенный момент времени палец 2 входит в паз и, повернувшись на угол 2β вместе с диском 3 выходит из него. Диск 3 останавливается до попадания пальца 2 в следующий паз.

Условия безударной работы требуют, чтобы скорость пальца при заходе его в паз совпадала с направлением последнего. Это возможно, если выдерживается условие: угол $\gamma = \frac{\pi}{2}$.

Угол поворота диска

$$2\alpha = \frac{2\pi}{z},$$

где z – число радиальных пазов диска 3.

Угол рабочего поворота кривошипа

$$2\beta = \pi - 2\alpha.$$

Подставляя в это равенство значение 2α , получим:

$$2\beta = \pi - \frac{2\pi}{z} = \frac{\pi(z-2)}{z}.$$

Если n – круговая частота кривошипа, T – время поворота диска на угол 2α , а кривошипа – на угол 2β , то поворот вала кривошипа на угол 2π совершается за $\frac{1}{n}$ мин, а поворот на угол 2β – за $T = \frac{2\beta}{2\pi} \cdot \frac{1}{n}$ мин. Отсюда круговая частота кривошипа

$$n = \frac{\beta}{\pi T}.$$

Подставляя значение β , окончательно получим

$$n = \frac{z-2}{2zT}.$$

Мальтийские механизмы используются, например, во внешней связи вспомогательной группы поворота шпиндельного барабана прутковых многошпиндельных токарных автоматов и во внешней связи группы поворота револьверной головки токарно-револьверных автоматов.

Вместо кривошипа 1 можно использовать диск с двумя и более пальцами 2. В этом случае за один оборот ведущего звена диск 3 сделает столько периодических поворотов, сколько пальцев будет участвовать в работе.

5.8 Предохранительные устройства

Предохранительные устройства предназначены для защиты механизмов станка от аварий при перегрузках. В качестве предохраняющего звена нередко используется срезной штифт, рассчитанный на передачу определенного крутящего момента. Более удобными в эксплуатации являются предохранительные муфты: кулачковые, шариковые, фрикционные.

На рисунке 5.17 показана конструкция шариковой предохранительной муфты. При вращении колеса 5 шарики 4, прижатые к его рабочей поверхности пружинами, вращают втулку 3 и вал 1. При перегрузке вал 1 и втулка 6 останавливаются, а колесо 5 продолжает вращаться, выжимая шарика 4 в отверстия втулки 3. Муфта регулируется гайкой 2. Суммарная сила сжатия пружин

$$P_{np} = P_0 [\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - f_n],$$

где α – угол наклона касательной в точке контакта шарика с рабочей поверхностью в градусах;

φ – угол трения между шариками и поверхностями контакта в градусах;

f_n – приведенный коэффициент трения между шариками и стенками отверстия при осевом перемещении шариков.

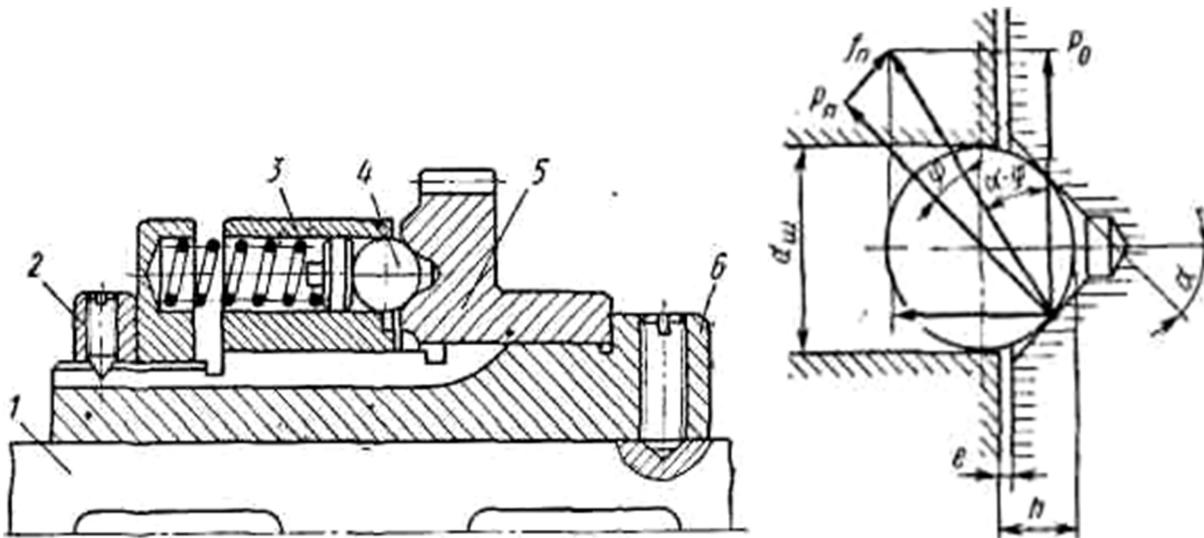


Рисунок 5.17. – Шариковая предохранительная муфта

Величина окружной силы P_0 , передаваемой муфтой, зависит от расположения шариков относительно потая. При перегрузке шарики смещаются и угол α начнет увеличиваться. В результате этого окружная сила, которую в состоянии передать муфта, резко уменьшится, что приводит к ее быстрому срабатыванию.

Число шариков, необходимых для передачи заданной окружной силы P_0 , определяется по формуле

$$z = \frac{P_0}{P_n} \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos(\alpha - \varphi)}.$$

Муфты работают удовлетворительно, если величина нормального давления в зоне контакта $P_n \leq 3000 \text{ Мн/м}^2$. Величина P_n , действующая на один шарик, принимается в зависимости от диаметра шарика:

$d_{ш}$, мм	11	12	14	16	20	24	28	32
P_n , Н	160	180	200	220	280	340	400	500

Глава 6 ТОКАРНЫЕ СТАНКИ

Токарные станки предназначены для обработки наружных, внутренних, цилиндрических, конических, фасонных, торцовых поверхностей и нарезания резьбы. В мировом станкостроении в общем годовом выпуске станков доля станков токарной группы составляет около 40%.

Основными параметрами токарного станка являются наибольший диаметр обрабатываемой заготовки над станиной и наибольшее расстояние между центрами (или наибольшая длина обрабатываемой заготовки). Выпускаются станки с наибольшим диаметром обрабатываемой заготовки до 6 м и длиной заготовки до 24 м.

Многообразие выпускаемых станков токарной группы делится на универсальные, или общего назначения, и специализированные. К универсальным станкам относятся токарно-винторезные, токарно-револьверные, карусельные и лобовые станки. К специализированным – станки для обработки определенных деталей: специальных валов и винтов для технологических машин, прокатных валков, осей колесных пар, различного рода труб, муфт и т.п.

К токарным станкам относятся также токарно-затыловочные станки для обработки модульных и червячных фрез, одношпиндельные и многошпиндельные автоматы и полуавтоматы, многолезцовые полуавтоматы, универсальные токарно-винторезные станки с ЧПУ первого поколения и высокоавтоматизированные многоинструментальные станки с ЧПУ.

6.1 Токарно-винторезные станки

6.1.1 Токарно-винторезный станок модели 16К20

В группе токарных станков наиболее универсальными являются токарно-винторезные станки. Они предназначены для выполнения различных токарных сверлильных работ, включая нарезания одно- и многопроходной наружной, внутренней и торцовой резьбы (архимедовой спирали): метрической, дюймовой, модульной, питчевой и специальной. Станок 16К20 является базовой моделью для ряда типоразмеров токарно-винторезных станков с высотой центров до 800 мм. Типовая структурная схема этого станка рассмотрена в главе 3, посвященной основополагающим понятиям структуры и функции металлорежущих станков.

Общий вид станка 16К20 приведен на рисунке 6.1. На станине 1 станка слева размещена передняя бабка 3 и коробка подач 2, на направляющих станины 9 – каретка 6 с фартуком 7 и поперечным суппортом 4, несущим поворотный резцедержатель, справа – задняя бабка 5. В передней

бабке размещена коробка скоростей со шпинделем, а на ее панели – органы управления. Продольная и поперечная подача каретки и суппорта осуществляется от механизмов, расположенных в фартуке и получающих движение от тягового вала 10 при точении и тягового винта 8 при нарезании резьбы. В нижней части станины снабжена корытом для сбора стружки и охлаждающей жидкости. В левой тумбе станины расположен электродвигатель формообразующих движений, а в правой – ускоренного хода каретки и суппортов. Станок выпускается с расстоянием между центрами 710, 1000, 1400, 2000 мм.

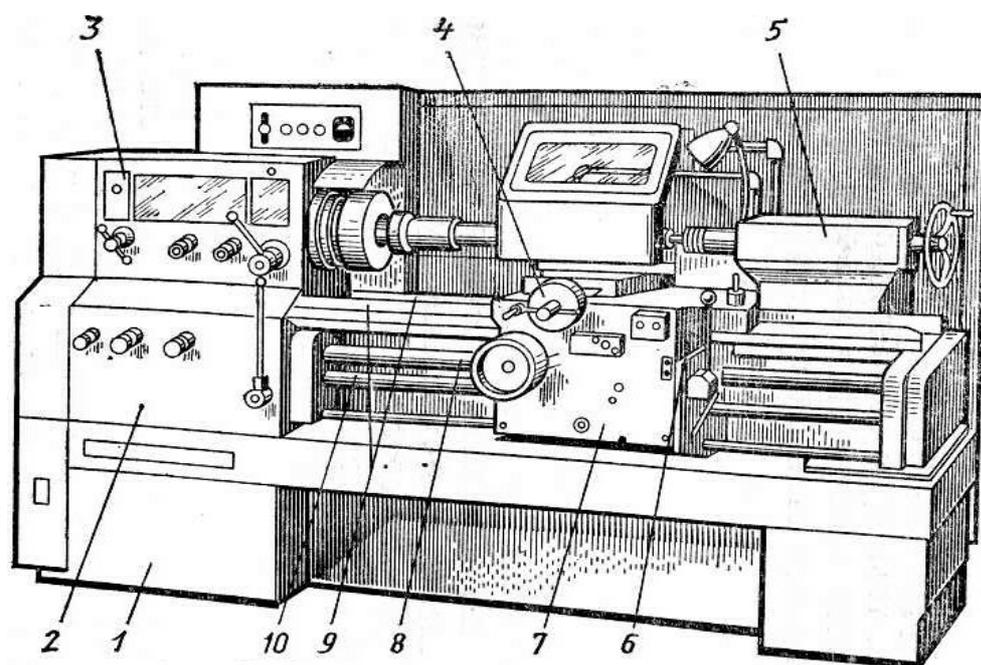


Рисунок 6.1. – Токарно-винторезный станок

Техническая характеристика. Наибольший диаметр заготовки, устанавливаемой над станиной, 400 мм, над суппортом – 200 мм; наибольшая длина обрабатываемой заготовки соответствует расстоянию между центрами; наибольший диаметр обрабатываемого прутка, проходящего через отверстие шпинделя, 50 мм; пределы частот вращения шпинделя 12,5–1600 мин⁻¹; число частот вращения шпинделя 22; пределы подач: продольных 0,05–2,8 мм/об, поперечных 0,025–1,4 мм/об; шаг нарезаемой резьбы: метрической 0,5–112 мм, дюймовой 56–0,5 нитки на 1", модульной (0,5–112) π мм, питчевой (56–05) питч.

Кинематическая структура станка (рисунок 6.2) включает ряд частных кинематических схем. Наиболее часто используемыми являются следующие схемы: токарная для продольного точения; токарная для поперечного точения; винторезная для нарезания стандартной резьбы.

Группа настраивается: на скорость – развитой коробкой скоростей i_v , на направление – реверсом R , управляемым фрикционной муфтой M_1 .

Коробка скоростей i_v выполнена по схеме со сложным приводом, состоящим из двух одинаковых множительных структур. Шпиндель получает 24 частоты вращения, из которых значения 500 и 630 мин⁻¹ повторяются дважды. Поэтому диапазон регулирования привода состоит из 22 значений частоты вращения. Обе множительные структуры включают два общих блока зубчатых колес: двухколесный блок $B1$ и трехколесный блок $B2$, расположенные соответственно на I и III валах. Двухколесный блок $B3$ (перебор) входит в множительную структуру, обеспечивающую тихоходную часть диапазона частот вращения, а двухколесный блок $B4$, расположенный на шпинделе, – быстроходную часть диапазона. Посредством блока $B4$ осуществляется также переключение с тихоходной части диапазона частот вращения на быстроходную и наоборот.

Составим УКЦ для минимальной и максимальной частот вращения шпинделя:

$$n_1 = 1460 \cdot 148/268 \cdot 0,985 \cdot 51/39 \cdot 21/55 \cdot 15/60 \cdot 18/72 \cdot 30/60 = 12,5 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{22} = 1460 \cdot 148/268 \cdot 0,985 \cdot 56/34 \cdot 38/38 \cdot 60/48 = 1600 \text{ мин}^{-1}.$$

Обратное (левое) вращение на всем диапазоне частот вращения увеличивается в $50/21 \cdot 36/38 = 2,25$ раз. Тогда, $n_1 = 28 \text{ мин}^{-1}$, $n_{22} = 3600 \text{ мин}^{-1}$.

Группа $\Phi_{s1}(P_2)$ воспроизводит прямую, параллельную оси центров станка, являющуюся направляющей обрабатываемой поверхности. Ее внутренняя связь – поступательная пара:

направляющие станины → каретка (P_2).

Внешняя связь – кинематическая цепь, соединяющая электродвигатель M с кареткой, являющейся звеном соединения связей:

$$M \rightarrow 148/268 \rightarrow (i_v \rightarrow 60/60) \text{ или } (i_{зущ} \rightarrow 45/45) \rightarrow 30/45 \rightarrow (i = a/b \cdot c/d) \rightarrow \\ \uparrow R \quad \uparrow \\ 30/25 \cdot 25/45 \\ \rightarrow \text{вал } XI1 \text{ (муфта } M_2 \text{ выключена, муфты } M_3 \text{ и } M_4 \text{ включены)} \rightarrow 28/28 \rightarrow \rightarrow \\ [28/35 \text{ или } 28/28 \text{ или } 30/25 \text{ или } 42/30] \rightarrow [18/45 \text{ или } 28/35] \rightarrow [15/48 \text{ или } 35/28] \\ \rightarrow 23/40 \rightarrow 24/39 \rightarrow 28/35 \rightarrow \text{вал } XIX \rightarrow i_\phi \rightarrow \text{тяговый вал } (t_{ТВ} = \pi \cdot 3 \cdot 10) \rightarrow \\ \text{каретка } (P_2),$$

где $i_{зущ}$ – звено увеличения шага, в качестве которого используется перебор коробки i_v в обратном направлении, имеющая три значения:

$$i_{з\text{уи}1} = 60/30 \cdot 45/45 = 2,$$

$$i_{з\text{уи}2} = 60/30 \cdot 72/18 \cdot 45/45 \cdot 45/45 = 8,$$

$$i_{з\text{уи}3} = 60/30 \cdot 72/18 \cdot 60/15 \cdot 45/45 = 32.$$

Гитара i используется как две одиночных передачи с передаточным отношением $60/86 \cdot 86/64$.

Фартук состоит из одиночных передач. Поэтому,

$$i_{\phi} = 30/32 \rightarrow 32/32 \rightarrow 32/30 \text{ (муфта } M_7 \text{ включена)} \rightarrow 4/21 \rightarrow 36/41 \rightarrow \\ \rightarrow \text{(включена муфта } M_8 \text{ или муфта } M_9) \rightarrow 17/66.$$

Группа настраивается: на скорость – звеном увеличения шага $i_{з\text{уи}}$, блоками B_7, B_8, B_9 ; на направление – муфтами M_8 и M_9 , расположенными в фартуке; на путь и исходное положение – лимбом (упорами). При ручном управлении при выключенных муфтах M_8 и M_9 каретка перемещается посредством вращения маховика, на котором установлено зубчатое колесо тягового вала.

Напишем РП и УКЦ для минимальной и максимальной продольной подачи. Расчетная цепь не совпадает с внешней связью группы, а назначается в соответствии с принятой формой задания подачи как цепь, соединяющая шпиндель с кареткой.

РП:

$$1 \text{ оборот шпинделя} \rightarrow s_{\text{прод}} \text{ перемещения каретки } (П_2).$$

УКЦ для минимальной продольной подачи:

$$s_{\text{min}} = 1 \cdot 60/60 \cdot 30/45 \cdot 60/86 \cdot 86/64 \cdot 28/28 \cdot 28/35 \cdot 18/45 \cdot 15/48 \times \\ \times 23/40 \cdot 24/39 \cdot 28/35 \cdot 30/32 \cdot 32/32 \cdot 32/30 \cdot 4/21 \cdot 36/41 \cdot 17/66 \cdot \pi \cdot 3 \cdot 10 = \\ = 0,05 \text{ мм/об.}$$

УКЦ для максимальной продольной подачи:

$$s_{\text{max}} = 1 \cdot 60/30 \cdot 72/18 \cdot 60/15 \cdot 45/45 \cdot 30/45 \cdot 60/86 \cdot 86/64 \cdot 28/28 \times \\ \times 42/30 \cdot 28/35 \cdot 35/28 \cdot 23/40 \cdot 24/39 \cdot 28/35 \cdot 30/32 \cdot 32/32 \cdot 32/30 \cdot 4/21 \cdot 36/41 \times \\ \times 17/66 \cdot \pi \cdot 3 \cdot 10 = 2,8 \text{ мм/об.}$$

Группа продольного позиционирования $Vc(П_3)$ – простая. Ее внутренняя связь совпадает с внутренней связью группы $\Phi_s(П_2)$, а внешняя связь выполнена в виде кинематической цепи:

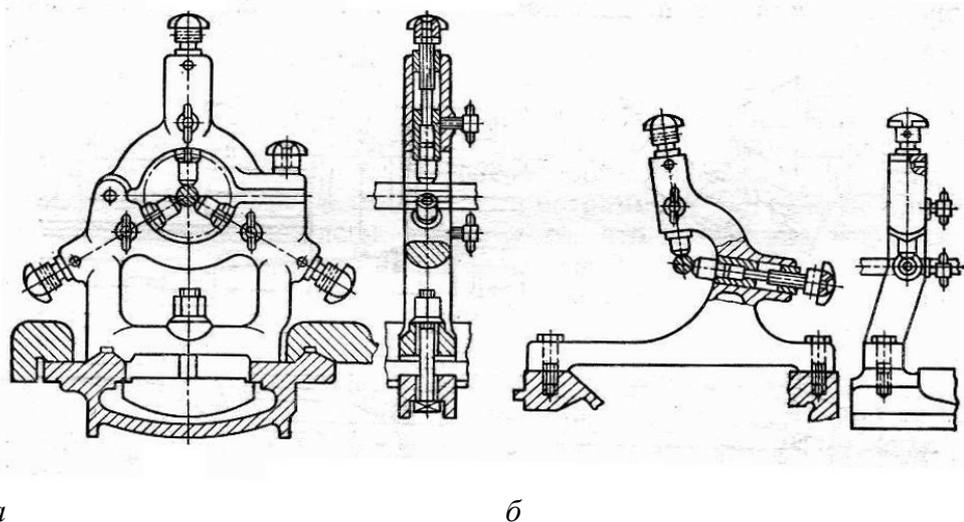
$$M \rightarrow 85/127 \rightarrow 30/32 \rightarrow 32/32 \rightarrow 32/30 \text{ (муфта } M_7 \text{ включена)} \rightarrow 4/21 \rightarrow \\ \rightarrow 36/41 \rightarrow \text{(включена муфта } M_8 \text{ или муфта } M_9) \rightarrow 17/66 \rightarrow \\ \rightarrow \text{тяговый вал } (П_2).$$

Скорость движения позиционирования постоянна и определяется по расчетной цепи, совпадающей с внешней связью группы. Таким образом,

$$s_{noz} = 1450 \cdot 85/127 \cdot 30/32 \cdot 32/30 \cdot 4/21 \cdot 36/41 \cdot 17/66 \cdot \pi \cdot 3 \cdot 10 = 4 \text{ м/мин.}$$

Параметры путь, исходное положение и направление устанавливаются так же, как в группе $\Phi_{s1}(II_2)$. Позиционирование (ускоренное перемещение) каретки можно выполнять не выключая рабочую подачу, т.к. в цепи ходового вала в коробке подач установлена обгонная муфта M_6 , описанная в предыдущей главе.

При обработке длинных валов для создания дополнительной опоры с целью предотвращения прогиба вала под действием сил резания и зажима используют люнеты (рисунок 6.3). Неподвижный люнет устанавливается на станине, а подвижный на каретке станка. Частная структура для поперечного точения также состоит из двух простых групп формообразования $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_{s2}(II_4)$ и вспомогательной группы $Vc(II_5)$ позиционирования поперечного суппорта.



a – неподвижный; *б* – подвижный

Рисунок 6.3. – Токарные люнеты

Рассмотренная выше группа скорости резания $\Phi_v(B_1)$ является общей для токарных структур продольного и поперечного точения. Группа поперечной подачи $\Phi_{s2}(II_4)$ состоит из внутренней связи в виде:

направляющие каретки → поперечный суппорт (II₄)

и внешней связи, совпадающей до червячной передачи $4/21$, расположенной в фартуке, с аналогичной связью группы $\Phi_{s1}(II_2)$, и далее в виде цепи от вала $XXII$ до тягового вала (винта) $XXIII$, т.е.

$M \rightarrow 148/268 \rightarrow (i_v \rightarrow 60/60) \text{ или } (i_{зуб} \rightarrow 45/45) \rightarrow 30/45 \rightarrow (i = a/b \cdot c/d) \rightarrow$
 $\begin{matrix} \downarrow R & \uparrow \\ 30/25 \cdot 25/45 \end{matrix}$
 $\rightarrow \text{вал XII (муфта } M_2 \text{ выключена, муфты } M_3 \text{ и } M_4 \text{ включены)} \rightarrow 28/28 \rightarrow$
 $\rightarrow [28/35 \text{ или } 28/28 \text{ или } 30/25 \text{ или } 42/30] \rightarrow [18/45 \text{ или } 28/35] \rightarrow [15/48 \text{ или } 35/28]$
 $\rightarrow 23/40 \rightarrow 24/39 \rightarrow 28/35 \rightarrow \text{вал XIX} \rightarrow 30/32 \rightarrow 32/32 \rightarrow 32/30 \text{ (муфта } M_7$
 $\text{включена)} \rightarrow 4/21 \rightarrow 36/36 \rightarrow \text{(включена муфта } M_{10} \text{ или муфта } M_{11}) \rightarrow 34/55$
 $\rightarrow 55/29 \rightarrow 29/16 \rightarrow \text{тяговый вал } (t_{ТВ} = 5) \rightarrow \text{поперечный суппорт } (П_2).$

Группа настраивается: на скорость – звеном увеличения шага $i_{пер}$, блоками B_7, B_8, B_9 ; на направление – муфтами M_{10} и M_{11} , расположенными в фартуке; на путь и исходное положение – лимбом (упорами). При ручном управлении при выключенных муфтах M_{10} и M_{11} поперечный суппорт перемещается посредством вращения маховика тягового вала $XXIII$.

РП для составления УКЦ для подач поперечного суппорта:

$1 \text{ оборот шпинделя} \rightarrow s_{нон} \text{ перемещения продольного суппорта } (П_4).$

УКЦ для минимальной поперечной подачи:

$$s_{\min} = 1 \cdot 60/60 \cdot 30/45 \cdot 60/86 \cdot 86/64 \cdot 28/28 \cdot 28/35 \cdot 18/45 \cdot 15/48 \cdot 23/40 \times \\ \times 24/39 \cdot 28/35 \cdot 30/32 \cdot 32/32 \cdot 32/30 \cdot 4/21 \cdot 36/36 \cdot 34/55 \cdot 55/29 \cdot 29/16 \cdot 5 = \\ = 0,025 \text{ мм/об.}$$

УКЦ для максимальной поперечной подачи:

$$s_{\max} = 1 \cdot 60/30 \cdot 72/18 \cdot 60/15 \cdot 45/45 \cdot 30/45 \cdot 60/86 \cdot 86/64 \cdot 28/28 \cdot 42/30 \times \\ \times 28/35 \cdot 35/28 \cdot 23/40 \cdot 24/39 \cdot 28/35 \cdot 30/32 \cdot 32/32 \cdot 32/30 \cdot 4/21 \cdot 36/36 \times \\ \times 34/55 \cdot 55/29 \cdot 29/16 \cdot 5 = 1,4 \text{ мм/об.}$$

Группа $Bc(П_5)$ предназначена для позиционирования (ускоренного хода) поперечного суппорта. Ее внутренняя связь совпадает с внутренней связью группы $\Phi_{32}(П_4)$, а внешняя связь выполнена в виде кинематической цепи:

$M \rightarrow 85/127 \rightarrow 30/32 \rightarrow 32/32 \rightarrow 32/30 \text{ (муфта } M_7 \text{ включена)} \rightarrow 4/21 \rightarrow$
 $\rightarrow 36/36 \rightarrow \text{(включена муфта } M_{10} \text{ или муфта } M_{11}) \rightarrow 34/55 \rightarrow 55/29 \rightarrow$
 $\rightarrow 29/16 \rightarrow \text{тяговый вал } (П_5).$

Скорость движения позиционирования постоянна и определяется по расчетной цепи, совпадающей с внешней связью группы. Таким образом,

$$s_{ноз} = 1450 \cdot 85/127 \cdot 30/32 \cdot 32/30 \cdot 4/21 \cdot 36/36 \cdot 34/55 \cdot 55/29 \cdot 29/16 \cdot 5 = \\ = 1,9 \text{ мм/мин.}$$

Параметры путь, исходное положение и направление устанавливаются так же, как в группе $\Phi_{32}(П_4)$. Позиционирование (ускоренное перемещение) поперечного суппорта также можно выполнять, не выключая рабочую подачу.

Структура для нарезания резьбы состоит из сложной группы формообразования винтовой линии – направляющей нарезаемой резьбы $\Phi_v(B_1\Pi_2)$. Профиль резьбы воспроизводится копированием (зеркальным отображением) профиля (характеристического образа) инструмента.

Внутренняя связь группы $\Phi_v(B_1\Pi_2)$ – кинематическая цепь, соединяющая шпиндель с кареткой. По своему составу эта связь состоит из общей части от шпинделя до вала XII и трех параллельных цепей от вала XII до тягового вала (ходового винта) XXI . Коммутация этих цепей осуществляется муфтами M_2, M_3, M_4, M_5 , расположенными в коробке подачи. Общая часть внутренней связи:

$$\begin{array}{ccccccc} \text{шпиндель } (B_1) & \rightarrow & 60/60 & \rightarrow & \text{вал } XII & \rightarrow & 30/45 & \rightarrow & \text{вал } X & \rightarrow & (i_x = a/b \cdot c/d) & \rightarrow & \text{вал } XXI. \\ & & \downarrow & & \uparrow & & \updownarrow R & & \uparrow & & & & & \\ & & i_{зуб} & \rightarrow & 45/45 & & & & 30/25 \cdot 25/30 & & & & & \end{array}$$

Первая параллельная цепь, используемая при нарезании метрических и модульных резьб, имеет вид:

$$\begin{array}{l} \text{вал } XII \text{ (муфта } M_2 \text{ выключена, муфты } M_3, M_4 \text{ и } M_5 \text{ включены)} \rightarrow 28/28 \rightarrow \\ \rightarrow 38/34 \rightarrow (30/42 \text{ или } 25/30 \text{ или } 28/28 \text{ или } 35/28) \rightarrow 30/33 \rightarrow (18/45 \text{ или } 28/35) \rightarrow \\ \rightarrow (15/48 \text{ или } 35/28) \rightarrow \text{тяговый вал } XXI \rightarrow \text{каретка } (\Pi_2). \end{array}$$

Вторая параллельная цепь, используемая при нарезании дюймовых и питчевых резьб, имеет вид:

$$\begin{array}{l} \text{вал } XII \text{ (муфты } M_2, M_3 \text{ и } M_4 \text{ выключены, муфта } M_5 \text{ включена)} \rightarrow 28/28 \rightarrow \\ \rightarrow 38/34 \rightarrow (18/45 \text{ или } 28/35) \rightarrow (15/48 \text{ или } 35/28) \rightarrow \text{тяговый вал } XXI \rightarrow \\ \rightarrow \text{каретка } (\Pi_2). \end{array}$$

Третья параллельная цепь, используемая при нарезании резьбы повышенной точности, имеет вид:

$$\text{вал } XII \text{ (муфты } M_2 \text{ и } M_5 \text{ включены)} \rightarrow \text{тяговый вал } XXI \rightarrow (\Pi_2).$$

Внешняя связь – кинематическая цепь, соединяющая электродвигатель со шпинделем, являющимся звеном соединения связей:

$$\begin{array}{ccccccc} M & \rightarrow & 148/268 - M_1 - [51/39 \text{ или } 56/34] & \rightarrow & [21/55 \text{ или } 29/47 \text{ или } 38/38] & \rightarrow & \\ & & R\updownarrow & & \uparrow & & \\ M_1 - 50/24 & \rightarrow & 36/38 & \rightarrow & & & \\ & & \rightarrow & [15/60 \text{ или } 45/45] & \rightarrow & 18/72 & \rightarrow & 30/60 & \rightarrow & \text{шпиндель.} \\ & & & \downarrow & & \uparrow & & & & & \\ & & & [60/48 \text{ или } 30/60] & \rightarrow & & & & & & \end{array}$$

Группа настраивается: на траекторию (шаг нарезаемой резьбы) – звеном увеличения шага $i_{зуш}$, гитарой зубчатых колес i_x , четырехколесным блоком B_7 и множительным механизмом, состоящим из двухколесных блоков B_8 – B_9 ; на скорость – коробкой скоростей; на направление (правая или левая резьба) – реверсом R ; на путь (длина нарезаемой резьбы) и исходное положение – по лимбу.

При нарезании метрических и дюймовых резьб в гитару $i_x = a/b \cdot c/d$ устанавливаются зубчатые колеса с передаточным отношением $60/86 \cdot 86/64$, а при нарезании модульных и питчевых резьб – с передаточным отношением $60/73 \cdot 86/36$. При нарезании резьб повышенной точности в гитару i_x устанавливаются зубчатые колеса с числами зубьев в соответствии с ФН. Множительный механизм B_8 – B_9 обеспечивает получение четырех передаточных отношений $1/8$, $1/4$, $1/2$ и 1 .

В соответствии с теорией настройки станков РП для нарезания резьбы имеют вид:

$$1 \text{ оборот шпинделя } (B_1) \rightarrow t \text{ перемещения каретки } (П_2),$$

где величина перемещения $П_2$ имеет размерность мм, ниток на 1", модулей, питчей.

УКЦ при нарезании различных резьб имеет следующий вид:

– при нарезании метрической резьбы со стандартным шагом без звена увеличения шага

$$t = 1 \cdot 60/60 \cdot 30/45 \cdot i_x \cdot 28/28 \cdot i_{B6} \text{ (или } i_{B7}) \cdot i_{B8} \cdot i_{B9} \cdot 12;$$

– при нарезании дюймовой резьбы (для дюймовой резьбы $t = 25,4/k$, мм, где k – число ниток на один дюйм)

$$t = 1 \cdot 60/60 \cdot 30/45 \cdot i_x \cdot 28/28 \cdot 38/34 \cdot 1/i_{B6} \cdot \text{(или } 1/i_{B7}) \cdot 30/33 \cdot i_{B8} \cdot i_{B9} \cdot 12;$$

– при нарезании модульной резьбы (для модульной резьбы $t = \pi m$, мм);

$$t = 1 \cdot 60/60 \cdot 30/45 \cdot i_x \cdot 28/28 \cdot i_{B6} \text{ (или } i_{B7}) \cdot i_{B8} \cdot i_{B9} \cdot 12;$$

– при нарезании питчевой резьбы (для питчевой резьбы $t = \pi \cdot 25,4/p$, мм, где $p = k \pi$ – диаметральный питч, указывающий число зубьев колеса, приходящееся на один дюйм диаметра его начальной окружности)

$$t = 1 \cdot 60/60 \cdot 30/45 \cdot i_x \cdot 28/28 \cdot 38/34 \cdot 1/i_{B6} \cdot \text{(или } 1/i_{B7}) \cdot 30/33 \cdot i_{B8} \cdot i_{B9} \cdot 12;$$

– при нарезании резьб повышенной точности

$$t = 1 \cdot 60/60 \cdot 30/45 \cdot i_x \cdot 12,$$

откуда ФН гитары сменных колес

$$i_x = a/b \cdot c/d = t/8.$$

Резьбы с большим шагом нарезают при использовании звена увеличения шага $i_{зущ}$. В зависимости от передаточного отношения этого звена шаг резьбы можно увеличить в 2, 8 или 32 раза.

Для нарезания многозаходных резьб в станке предусмотрена простейшая группа деления $D(B_6)$. Ее внутренняя связь совпадает с внутренней связью группы $\Phi_v(B_1)$. А поворот шпинделя (звено соединения связей) при делении осуществляется вручную при разомкнутой маточной гайке тягового вала. Группа настраивается только на путь, под которым понимается угол поворота шпинделя относительно отсчетного звена. Это звено выполнено в виде кольца с риской, укрепленного на корпусе передней бабки, и диска, имеющего 60 делений на периферии. После нарезания первой нитки резьбы шпиндель поворачивают на число делений, равное $60/z$, где z – число заходов резьбы. Такая конструкция отсчетного звена позволяет нарезать резьбы с числом заходов, кратным 60.

По индивидуальному заказу станок может комплектоваться суппортом с механическим приводом резцовых салазок, расположенных на поперечном суппорте. Резцовые салазки можно рассматривать как исполнительный орган кинематической группы $\Phi_{s3}(П_7)$, образующей совместно с рассмотренной выше группой $\Phi_v(B_1)$, дополнительную частную структуру для продольного течения. Внутренняя связь группы $\Phi_{s3}(П_7)$ имеет вид

направляющие поперечного суппорта \rightarrow резцовые салазки (П₇).

Внешняя связь совпадает с внешней связью группы $\Phi_{s1}(П_2)$ от электродвигателя до зубчатых венцов с $z = 34$ муфт M_{10} или M_{11} , расположенных в фартуке, а далее через зубчатые передачи $34/55$, $55/29$, $29/18$, $20/20$, ..., $20/20$ и тяговый вал соединяет эти зубчатые венцы с резцовыми салазками. Группа настраивается на те же параметры, что и группа $\Phi_{s1}(П_2)$. Величина подачи резцовых салазок равна $1/4$ величины продольной подачи.

Данную дополнительную структуру, как правило, применяют при обработке точных внутренних и наружных конических поверхностей небольшой длины, т.к. ход резцовых салазок ограничен. Резцовые салазки (рисунок 6.4) поворачивают на угол α , равный половине угла при вершине конуса, причем

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{D-d}{2l},$$

где D – больший диаметр конической поверхности, мм;
 d – меньший диаметр конической поверхности, мм;
 l – длина конической поверхности, мм.

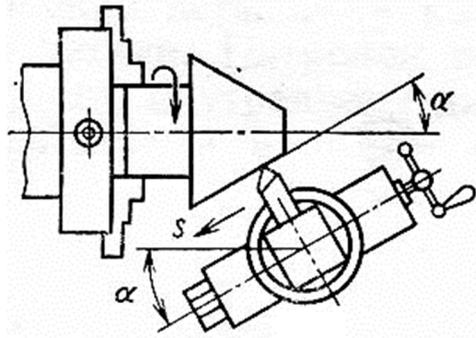


Рисунок 6.4. – Точение конических поверхностей

Длинные наружные конические поверхности с небольшой конусностью можно обрабатывать, используя структуру для продольного точения. В этом случае смещают центр задней бабки. Величину поперечного смещения корпуса задней бабки определяют по формуле

$$h = L \sin \alpha,$$

где h – величина поперечного смещения, мм;

L – длина обрабатываемой конической поверхности, мм.

Угол α можно определить также по той же формуле, что и в предыдущем варианте. Этим способом обтачивают конические поверхности невысокой точности, т.к. из-за быстрого износа центровых отверстий нарушается точность базирования.

По индивидуальному заказу станок может также комплектоваться конусной линейкой (рисунок 6.5), позволяющей обрабатывать точные конические поверхности с углом α до 18° , длина которых не превышает длины линейки.

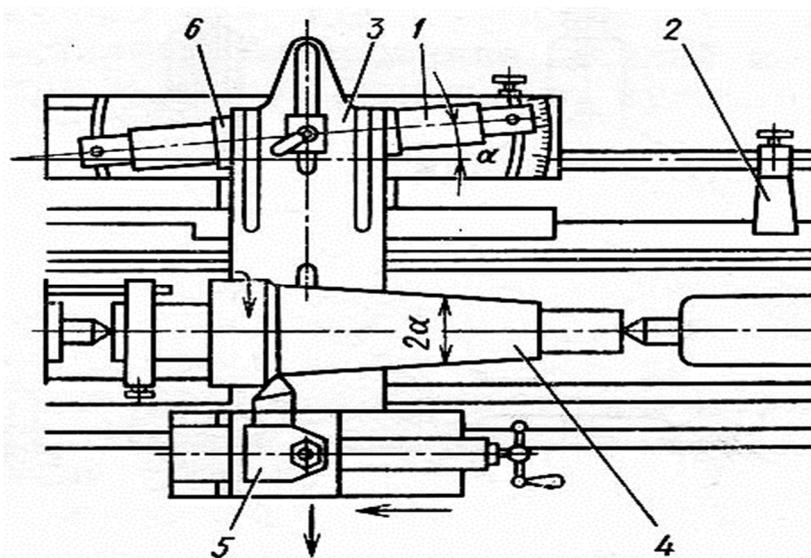


Рисунок 6.5. – Конусная линейка, установленная на станке

На кронштейнах 2, привернутых сзади к станине, установлена под требуемым углом α к линии центров станка (оси заготовки 4) линейка 1. Поперечный суппорт 5 соединен с ползуном 6 линейки через тягу 3, а винт поперечной подачи отсоединен от гайки. При продольном перемещении суппорта с резцом ползун будет двигаться по пазу линейки и перемещать салазки суппорта в поперечном направлении.

Результирующая перемещения направлена параллельно оси линейки. Величину смещения линейки m измеряют по шкале и определяют по формуле

$$m = A \operatorname{tg} \alpha,$$

где A – длина линейки.

При установке на станок конусной линейки простая группа продольной подачи $\Phi_{s1}(II_2)$ преобразуется в сложную группу $\Phi_{s4}(II_2II_8)$, образующую совместно с рассмотренной выше группой $\Phi_v(B_1)$ частную кинематическую структуру для обработки конических поверхностей.

Внутренняя связь группы $\Phi_{s4}(II_2II_8)$ имеет вид

каетка (II_2) – поперечный суппорт (II_8),

а ее внешняя связь совпадает с внешней связью группы $\Phi_{s1}(II_2)$.

Рассматриваемая группа настраивается на те же параметры, что и группа $\Phi_{s1}(II_2)$ и дополнительно на траекторию – установкой конусной линейки на требуемый угол α .

При назначении режимов резания действительная подача определяется по выражению

$$s = \sqrt[2]{s_{\text{прод}}^2 + s_{\text{поп}}^2},$$

где s – действительная подача, мм/об;

$s_{\text{прод}}$ – продольная подача, мм/об;

$s_{\text{поп}}$ – поперечная подача, мм/об.

Продольная подача назначается по режимам резания и устанавливается посредством коробки подач, а поперечная подача определяется из выражения

$$s_{\text{поп}} = s_{\text{прод}} \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

При оснащении станка 16К20 системой ЧПУ класса CNC нецелесообразно использование в его структуре резцовых салазок на поперечном суппорте – кинематическая группа $\Phi_{s3}(II_7)$ и конусная линейка.

6.2 Токарно-револьверные станки

Токарно-револьверные станки предназначены для обработки деталей сложной формы в серийном производстве, когда согласно технологическому процессу требуется применение многих инструментов: резцов, сверл, зенкеров, плашек и т.д. Эти станки менее универсальны, чем токарно-винторезные, но значительно превосходят их по производительности, т.к. машинное время обработки на них сокращается вследствие использования многоинструментальных державок.

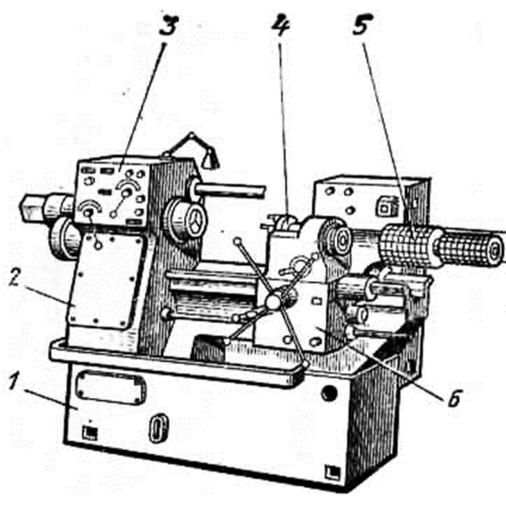
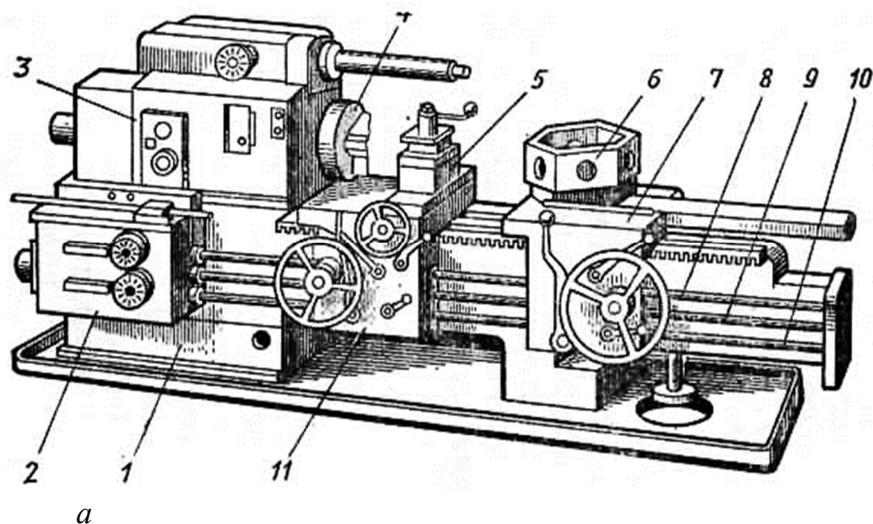
Вспомогательное время уменьшается в результате предварительной настройки на размер режущего инструмента и ограничителей ходов, а также при применении автоматического управления изменениями частот вращения шпинделя и величин подач, имеющегося в большинстве современных моделей станков этого вида.

Токарно-револьверные станки по виду обрабатываемой заготовки делят на станки для обработки деталей из прутка и из отдельных заготовок. Типажом предусмотрены токарно-револьверные станки для обработки прутков диаметром 10–100 мм, а заготовок диаметром 160–630 мм. Часть станков приспособлена для обработки обоих видов работ.

Токарно-револьверные станки не имеют задней бабки и ходового винта, а на их продольном суппорте установлена поворотная револьверная головка, в гнездах которой устанавливают различный режущий инструмент, а при использовании специальных комбинированных державок в одном гнезде револьверной головки устанавливают несколько режущих инструментов. Каждый режущий инструмент при повороте револьверной головки последовательно производит обработку детали. Эти станки рекомендуется применять в серийном производстве при партии деталей не менее 10–20 штук и если технологический процесс предусматривает применение большого числа режущего инструмента.

Компоновка токарно-револьверных станков определяется, в основном, расположением оси револьверной головки. На рисунке 6.6 приведены два основных вида компоновки токарно-револьверных станков.

На станине 1 токарно-револьверного станка с вертикальной осью револьверной головки (рисунок 6.6, а) слева расположены коробка подач 2 и коробка 3 привода вращения шпинделя 4. На направляющих станины размещены каретка 11, несущая поперечный суппорт 5, и продольный суппорт 7, несущий револьверную головку 6 с вертикальной осью, как правило, с пятью–восемью гнездами для установки инструментов. Ходовые валы 8, 9, 10 обеспечивают кинематическую связь коробки подач 2 с тяговыми валами каретки 11, поперечного 5 и продольного 7 суппортов.



a – с вертикальной осью револьверной головки и продольным суппортом;
б – с горизонтальной осью револьверной головки

Рисунок 6.6. –Токарно-револьверные станки

Легкие и средние токарно-револьверные станки не имеют поперечного суппорта, а на их продольном суппорте устанавливают револьверную головку с горизонтальной осью. На станине *1* таких станков (см. рисунок 6.6, *б*) расположены слева коробка подач *2* и коробка *3* круговых частот шпинделя, а справа – продольный суппорт *б*, несущий револьверную головку с горизонтальной осью вращения *4* и барабан упоров *5*. Револьверная головка имеет до 16 гнезд для инструментов.

6.2.1 Токарно-револьверный станок модели 1Г340

Станок 1Г340 относится к станкам с горизонтальной осью револьверной головки, имеющей 16 гнезд для различных инструментов. Выпускается в двух вариантах: для обработки деталей из прутка и для обработки штучных заготовок. Область использования – серийное производство.

Техническая характеристика. Максимальный диаметр обрабатываемого прутка 40 мм; максимальный диаметр заготовки, обрабатываемой в патроне, 400 мм; количество частот вращения шпинделя – 12, диапазон частот вращения шпинделя 45–2000 мин⁻¹; количество продольных и/или поперечных (круговых) подач – 12, диапазон подач: продольных – 0,035–1,6 мм/об, поперечных (круговых) – 0,02–0,8 мм/об.

Формообразующая часть кинематической структуры станка (рисунок 6.7) включает две основные частные структуры: токарную $\Phi_v(B_1)$, $\Phi_{s1}(П_2)$ для продольной обработки и токарную $\Phi_v(B_1)$, $\Phi_{s2}(B_3)$ для поперечной (торцевой) обработки. Группа скорости резания $\Phi_v(B_1)$ входит в обе частные структуры. Переход от одной структуры к другой осуществляется посредством механизмов управления станка.

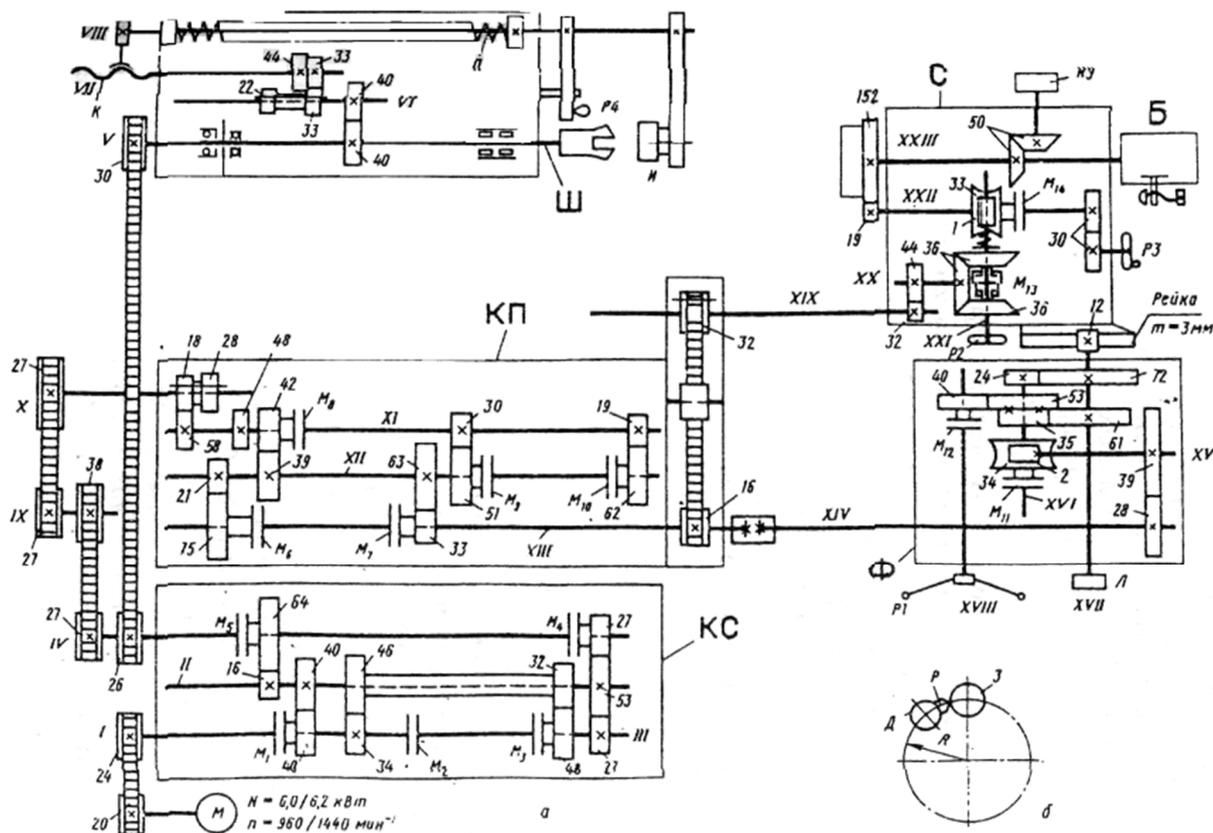


Рисунок 6.7.- Кинематическая схема токарно-револьверного станка модели 1Г340

Структура для продольной обработки состоит из простых групп скорости резания $\Phi_v(B_1)$ и продольной подачи $\Phi_{s1}(П_2)$, соединенных между собой электродвигателем и общей частью внешних связей.

Группа $\Phi_v(B_1)$ воспроизводит образующую обрабатываемой поверхности. Ее внутренняя связь:

подшипниковые опоры → шпиндель (B_1).

Внешняя связь – кинематическая цепь, состоящая из двух зубчато-ременных передач и коробки скоростей $KС$, соединяющая двухскоростной электродвигатель M со шпинделем, являющемся звеном соединения связей:

$$M \rightarrow 20/24 \rightarrow KС \rightarrow 26/30 \rightarrow \text{шпиндель } (B_1).$$

Группа настраивается на скорость – изменением круговой частоты электродвигателя и коробкой скоростей $KС$ (орган настройки i_v). При этом переключение частоты вращения шпинделя осуществляется посредством электромагнитных муфт $M_1 – M_5$ автоматически при смене позиций револьверной головки в соответствующие положения по программе, заданной на штекерной панели пульта управления.

Расчетная цепь для органа настройки на скорость совпадает с внешней связью группы. Поэтому РП для круговой частоты вращения шпинделя имеют вид:

$$n_m \text{ мин}^{-1} \text{ электродвигателя} \rightarrow n_i, \{i = 1, 2, 3, \dots, 12\} \text{ шпинделя } (B_1) \text{ мин}^{-1}.$$

Ряд круговых частот шпинделя:

$$n_1 = 960 \cdot \frac{20}{24} \cdot \frac{34}{46} (M_3) \cdot \frac{32}{48} \cdot \frac{27}{53} \cdot \frac{16}{24} (M_5) \cdot \frac{26}{30} = 45 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = 1440 \cdot \frac{20}{24} \cdot \frac{34}{46} (M_3) \cdot \frac{32}{48} \cdot \frac{27}{53} \cdot \frac{16}{64} (M_5) \cdot \frac{26}{30} = 65 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = 960 \cdot \frac{20}{24} (M_2) \cdot \frac{27}{53} \cdot \frac{16}{64} (M_5) \cdot \frac{26}{30} = 90 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_4 = 1440 \cdot \frac{20}{24} (M_2) \cdot \frac{27}{53} \cdot \frac{16}{64} (M_5) \cdot \frac{26}{30} = 135 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_5 = 960 \cdot \frac{20}{24} (M_1) \cdot \frac{40}{40} \cdot \frac{16}{64} (M_5) \cdot \frac{26}{30} = 170 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_6 = 1440 \cdot \frac{20}{24} (M_1) \cdot \frac{40}{40} \cdot \frac{16}{64} (M_5) \cdot \frac{26}{30} = 260 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_7 = 960 \cdot \frac{20}{24} \cdot \frac{34}{46} (M_3) \cdot \frac{32}{48} \cdot \frac{27}{53} \cdot \frac{53}{27} (M_4) \cdot \frac{26}{30} = 340 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_8 = 1440 \cdot \frac{20}{24} \cdot \frac{34}{46} (M_3) \cdot \frac{32}{48} \cdot \frac{27}{53} \cdot \frac{53}{27} (M_4) \cdot \frac{26}{30} = 510 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_8 = 1440 \cdot \frac{20}{24} \cdot \frac{34}{46} (M_3) \cdot \frac{32}{48} \cdot \frac{27}{53} \cdot \frac{53}{27} (M_4) \cdot \frac{26}{30} = 510 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_9 = 960 \cdot \frac{20}{24} (M_2) \cdot \frac{27}{53} \cdot \frac{53}{27} (M_4) \cdot \frac{26}{30} = 690 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{10} = 1440 \cdot \frac{20}{24}(M_2) \cdot \frac{27}{53} \cdot \frac{53}{27}(M_4) \cdot \frac{26}{30} = 1030 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{11} = 960 \cdot \frac{20}{24}(M_1) \cdot \frac{40}{40} \cdot \frac{53}{27}(M_4) \cdot \frac{26}{30} = 1360 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{12} = 1440 \cdot \frac{20}{24}(M_1) \cdot \frac{40}{40} \cdot \frac{53}{27}(M_4) \cdot \frac{26}{30} = 2000 \text{ мин}^{-1}.$$

Торможение шпинделя производится одновременным включением муфт M_4 и M_5 .

Группа $\Phi_{s1}(P_2)$ воспроизводит направляющую обрабатываемой поверхности. Ее внутренняя связь:

направляющие станины \rightarrow продольный суппорт (P_2).

Внешняя связь – кинематическая цепь, соединяющая двухскоростной электродвигатель M с продольным суппортом (звено соединения связей) посредством трех зубчато-ременных передач, коробки скоростей $KС$, коробки подач $KП$, фартука Φ и тягового вала (зубчато-реечной передачи): $M \rightarrow 20/24 \rightarrow KС \rightarrow 27/38 \rightarrow 27/27 \rightarrow KП \rightarrow \Phi \rightarrow \pi m z \rightarrow \text{продольный суппорт } (P_2)$.

Группа настраивается на скорость (продольную подачу) – коробкой подач $KП$ (орган настройки i_s), на путь – по упору с отсчетом величины пути по лимбу L , расположенному на валу $XVII$ фартука Φ .

При каждом положении подвижного блока 18–28 при смене позиций револьверной головки в соответствующие положения по программе, заданной на штекерной панели пульта управления, автоматически посредством включения соответствующих электромагнитных муфт M_6 – M_{10} получается шесть ступеней продольной подачи.

Продольная подача включается муфтой M_{11} , при этом муфта M_{12} выключена (муфты заблокированы). Ручное перемещение осуществляется маховиком P_1 через включенную муфту M_{12} , передачи 40/53, 35/61 и реечное колесо z_{12} (ведущее звено тягового вала).

Расчетная цепь продольных подач не совпадает с внешней связью рассматриваемой группы, а связывает шпиндель станка с тяговым валом. Для этой цепи РП имеют вид:

1 оборот шпинделя $\rightarrow s_{\text{прод.}}$ мм перемещения суппорта (P_1).

Минимальная продольная подача:

$$s_{\text{прод.1}} = 1 \cdot \frac{30}{26} \cdot \frac{27}{38} \cdot \frac{27}{27} \cdot \frac{18}{58}(M_{10}) \cdot \frac{19}{62} \cdot \frac{21}{75}(M_6) \cdot \frac{28}{39} \cdot \frac{2}{34}(M_{11}) \times \\ \times \frac{24}{72} \cdot \pi \cdot 3 \cdot 12 = 0,035 \text{ мм/об.}$$

Максимальная продольная подача:

$$s_{прод.12} = 1 \cdot \frac{30}{26} \cdot \frac{27}{38} \cdot \frac{27}{27} \cdot \frac{28}{48} (M_8) \cdot \frac{42}{39} \cdot \frac{63}{33} (M_7) \cdot \frac{28}{39} \cdot \frac{2}{34} (M_{11}) \times \\ \times \frac{24}{72} \cdot \pi \cdot 3 \cdot 12 = 1,6 \text{ мм/об.}$$

Группа $\Phi_{s2}(П_3)$ воспроизводит направляющую обрабатываемой поверхности при торцовой обработке. Ее внутренняя связь:

подшипниковые опоры → *револьверная головка Г (П₃)*.

Внешняя связь, соединяющая электродвигатель M с револьверной головкой (звено соединения связей), включает общую с внешней связью группы $\Phi_{s1}(П_2)$ часть от электродвигателя до вала $XIII$ коробки подач $KП$ и последовательно расположенные передачи 16/32, 32/44, 36/36 (реверс, управляемый муфтой M_{13}), 1/33 (муфта M_{14}), 19/152.

Группа настраивается на скорость круговую (торцовую) подачу – коробкой подач $KП$, на путь – упорами, на направление – реверсом. Ручное круговое движение подачи осуществляется маховиком P_2 при включенной муфте M_{14} . Ручной поворот револьверной головки при смене позиций осуществляется маховиком P_3 при выключенной муфте M_{14} .

Расчетная цепь круговых подач связывает шпиндель станка с револьверной головкой. Для этой цепи РП имеют вид:

1 оборот шпинделя → *$s_{кр.}$ мм перемещения револьверной головки (П₃)*.

Минимальная круговая подача:

$$s_{кр.1} = 1 \cdot \frac{30}{26} \cdot \frac{27}{38} \cdot \frac{27}{27} \cdot \frac{18}{58} (M_{10}) \cdot \frac{19}{62} \cdot \frac{21}{75} (M_6) \cdot \frac{16}{32} \cdot \frac{32}{44} \cdot \frac{36}{36} (M_{13}) \times \\ \times \frac{1}{33} \cdot \frac{19}{152} \cdot 2\pi \cdot 100 = 0,02 \text{ мм/об.}$$

Максимальная круговая подача:

$$s_{кр.12} = 1 \cdot \frac{30}{26} \cdot \frac{27}{38} \cdot \frac{27}{27} \cdot \frac{28}{48} (M_8) \cdot \frac{42}{39} \cdot \frac{63}{33} (M_7) \cdot \frac{16}{32} \cdot \frac{32}{44} \cdot \frac{36}{36} (M_{13}) \times \\ \times \frac{1}{33} \cdot \frac{19}{152} \cdot 2\pi \cdot 100 = 0,8 \text{ мм/об.}$$

В приведенных формулах 100 – расстояние от оси поворота револьверной головки до осей гнезд для инструментов, равное R (см. рисунок 6.7, б).

При работе станка частоту вращения шпинделя и подачу можно изменять вручную с помощью переключателей. Автоматическое переключение

режимов обработки при смене позиций револьверной головки осуществляется через зубчатую передачу 50/50, связанную с коллектором управления $KУ$, а на штекерной панели пульта управления программируются режимы обработки для каждой позиции головки.

Длину пути суппорта устанавливают в соответствующих позициях револьверной головки, посредством регулируемых упоров на барабане B .

Для нарезания наружных и внутренних резьб резцами или гребенками в структуре станка предусмотрена также резьбонарезная (винторезная) группа $\Phi_v(B_1П_4)$. Ее внутренняя связь:

(B_1) шпиндель $Ш \rightarrow 40/40 \rightarrow 33/33$ или $22/44 \rightarrow$ копир $K \rightarrow$
резьбовая гайка \rightarrow штанга $VIII \rightarrow$ державка инструмента $I(П_4)$.

Внешняя связь совпадает с внешней связью группы $\Phi_v(B_1)$, т.е. представляет собой кинематическую (структурную) цепь, связывающую электродвигатель со звеном соединения связей – шпинделем,

Группа настраивается на траекторию, путь и направление – сменными комплектами копир K – резьбовая гайка и блоком зубчатых колес 33-22. Причем при включении передачи 33/33 шаг нарезаемой резьбы равен шагу резьбы копира, а при включении передачи 22/44 – вдвое меньше.

При нарезании резьбы инструмент I закрепляют в державке, связанной со штангой $VIII$. Штангу поворачивают рукояткой P_4 , подводя инструмент к заготовке и вводя резьбовую гайку на левом конце штанги в зацепление с резьбовым копиром K . Копир получает вращение от шпинделя через передачу 40/40 и блок зубчатых колес 33-22. При этом резьбовая гайка со штангой $VIII$ и инструментом I движется вдоль оси.

6.3 Токарно-карусельные станки

Токарно-карусельные станки применяют для обработки тяжелых деталей большого диаметра при сравнительно небольшой длине (венцы больших зубчатых колес, маховики, кольца крупногабаритных подшипников и т.п.). На них можно обтачивать и растачивать цилиндрические и конические поверхности, прорезать кольцевые канавки, сверлить, зенкеровать, развертывать отверстия и выполнять другие виды обработки. Основными параметрами карусельных станков являются наибольший диаметр и высота обрабатываемой заготовки. При этом каждая последующая модель размерного ряда этих станков позволяет обрабатывать заготовки в 1,25 раза больше, чем предыдущая.

По компоновке токарно-карусельные станки подразделяют на одно- и двухстоечные. Одностоечные станки предназначены для обработки

деталей диаметром до 2000 мм, а тяжелые двухстоечные станки – для обработки деталей диаметром свыше 2500 мм. Тяжелые двухстоечные станки для обработки деталей свыше 6300 мм выпускают по индивидуальным заказам, их принято называть уникальными.

Особенностью карусельных станков является вертикальное расположение шпинделя плоского круглого стола (планшайбы), на котором закрепляется заготовка. Станина 1 станка (рисунок 6.8) жестко скреплена со стойкой 8, имеющей вертикальные направляющие для перемещения по ним траверсы 6 и бокового суппорта 9 с четырехпозиционным резцедержателем 11. На станине 1 расположен круглый стол (планшайба) 2 для установки обрабатываемых деталей. Привод круговых частот стола размещен внутри станины. На горизонтальных направляющих траверсы 6 установлен вертикальный револьверный суппорт 5 с пятипозиционной револьверной головкой 4. Приводы подач револьверного и бокового суппортов осуществляются от коробок подач соответственно 7 и 10 и вручную маховиками. Управление станком осуществляется от пульта 3. При такой компоновке облегчается установка заготовок. Шпиндель разгружен от изгибающих сил, что обеспечивает повышение точности обработки.

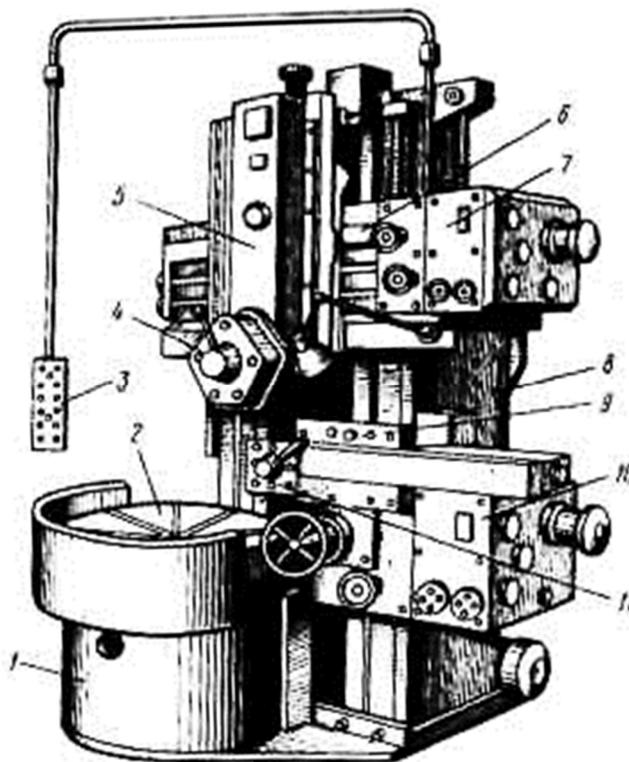


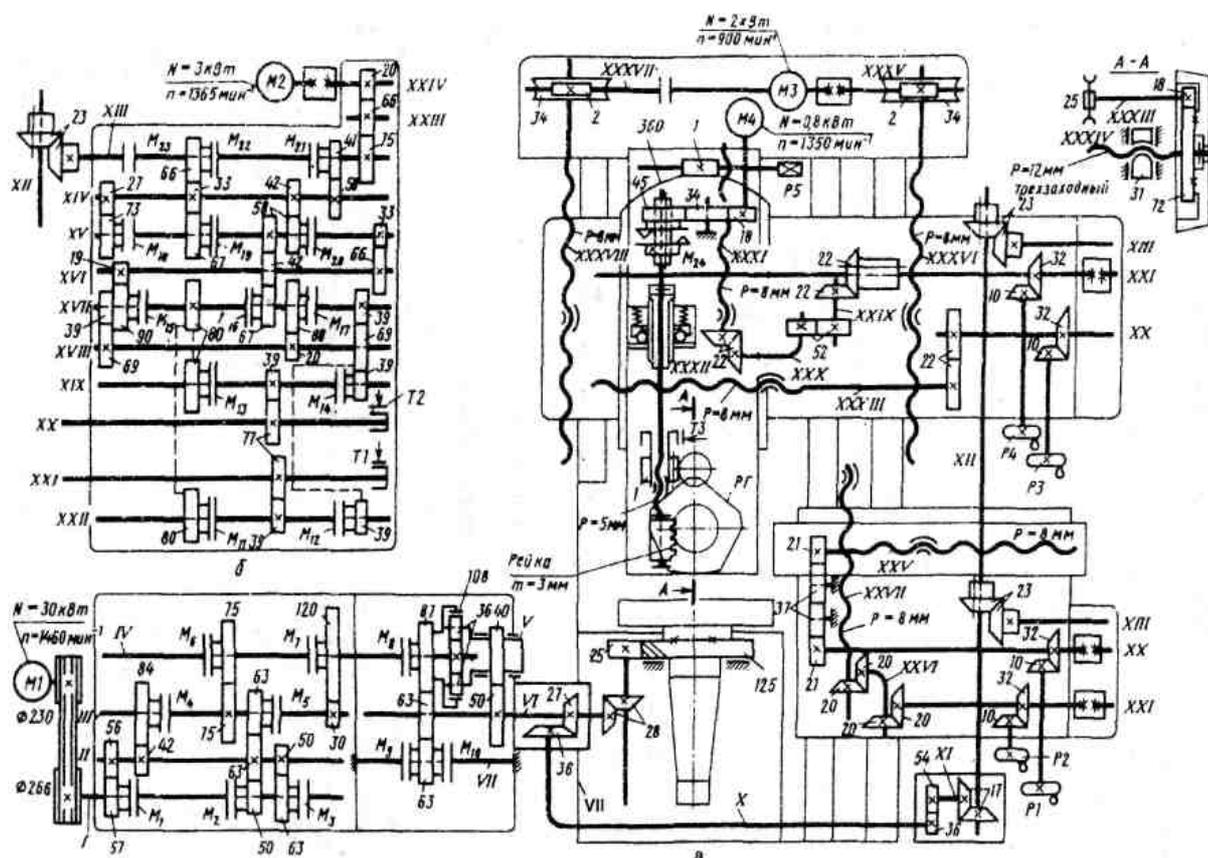
Рисунок 6.8. – Одностоечный токарно-карусельный станок

6.3.1 Токарно-карусельный станок модели 1512

Предназначен для выполнения всех видов обработки, характерных для карусельных станков, а при наличии специальных приспособлений также для нарезания резьбы и обработки по копиру. На базе этого станка выполнен карусельный станок с ЧПУ первого поколения модели 1512Ф2.

Техническая характеристика. Диаметр планшайбы 1250 мм; наибольший диаметр обрабатываемой заготовки 1250 мм; наибольшая высота обрабатываемой заготовки 800 мм; пределы частот вращения планшайбы 5–250 мин⁻¹; пределы подач суппортов 0,035–12,5 мм/об.

Формообразующая часть кинематической структуры станка (рисунок 6.9, а) состоит из групп: скорости резания $\Phi_v(B_1)$, групп вертикальной $\Phi_{s1}(П_2)$ и горизонтальной $\Phi_{s2}(П_3)$ подач револьверного суппорта, групп вертикальной $\Phi_{s3}(П_4)$ и горизонтальной $\Phi_{s4}(П_5)$ подач бокового суппорта.



а – исполнительные органы станка;
б – автоматическая коробка подач

Рисунок 6.9. – Кинематическая схема токарно-карусельного станка модели 1512

Группы подач револьверного суппорта имеют общий орган настройки i_s – автоматическую коробку подач (АКП), и аналогично

группе подач бокового суппорта оснащены общей АКП. Конструкции АКП одинаковы (рисунок 6.9, б). Коробки подач сообщают суппортам 18 рабочих подач и 18 быстрых установочных перемещений. Группы подач соединены с группой скорости резания общим электродвигателем M_1 и автоматической коробкой скоростей (АКС).

Группа скорости резания $\Phi_v(B_1)$ воспроизводит образующую – окружность. Ее внутренняя связь:

подшипниковые опоры станины → шпиндель планшайбы (B_1).

Внешняя связь:

$M_1 \rightarrow 230/266 \rightarrow$ *автоматическая коробка скоростей (валы I–VII) →*
 $\rightarrow 28/28 \rightarrow 25/125 \rightarrow$ *шпиндель планшайбы (B_1).*

Группа настраивается на один параметр – скорость резания – автоматической коробкой АКС. Вал *II* АКС имеет три значения частот вращения, получаемых при переключении электромагнитных муфт M_1 – M_3 , вал *III* – шесть значений частот вращения при переключении муфт M_4 и M_5 , вал *IV* – 12 значений частот вращения (переключают муфты M_6 и M_7). На выходе АКС установлен планетарный механизм, выходом которого является водило *V*, связанное с сателлитами 36 и несущее колесо 40. Центральное колесо 36 на входе механизма закреплено на валу *IV*. Другое центральное колесо 108 с внутренним зубчатым венцом соединяется с валом *IV* при включении муфты M_8 . В этом случае муфты M_9 и M_{10} выключены, колеса 63 на валах *VI* и *VII* вращаются вхолостую, и планетарный механизм вращается, как одно целое. При этом его передаточное отношение $i_\Sigma = 1$. Для получения 12 низших значений частот вращения шпинделя муфту M_8 выключают и включают муфты M_9 и M_{10} . При этом колеса 63 на валах *VI* и *VII* затормаживаются и останавливают колесо 87 планетарного механизма и соответственно его корпус с колесом 108. В этом случае передаточное отношение планетарного механизма $i_\Sigma = 1/4$. При такой конструкции АКС обеспечивается 18 значений круговых частот вращения шпинделя планшайбы.

РП для АКС имеют вид:

$$n_{M1} \text{ мин}^{-1} \rightarrow n_{ш} \text{ мин}^{-1}.$$

УКЦ для минимальной и максимальной частот вращения:

$$n_1 = 1460 \cdot \frac{230}{266} \cdot \frac{50}{63} \cdot \frac{42}{84} \cdot \frac{30}{120} \cdot (i_\Sigma = \frac{1}{4}) \cdot \frac{40}{50} \cdot \frac{28}{28} \cdot \frac{25}{125} = 5 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{18} = 1460 \cdot \frac{230}{266} \cdot \frac{50}{63} \cdot \frac{63}{63} \cdot \frac{75}{75} \cdot (i_\Sigma = 1) \cdot \frac{40}{50} \cdot \frac{28}{28} \cdot \frac{25}{125} = 250 \text{ мин}^{-1}.$$

При одновременном включении муфт M_8, M_9, M_{10} , замыкающих две различные кинематические цепи, образующие «замок», происходит торможение планшайбы (остальные муфты АКС выключены).

Группа вертикальной подачи $\Phi_{s1}(П_2)$ револьверного суппорта воспроизводит направляющую – вертикальную прямую линию. Внутренняя связь группы:

вертикальные направляющие траверсы → револьверный суппорт ($П_2$).

Внешняя связь имеет вид:

$M_1 \rightarrow АКС \rightarrow \text{вал VI} \rightarrow 27/36 \rightarrow 36/54 \rightarrow 17/17 \rightarrow 23/23 \rightarrow АКП \rightarrow$
 $\rightarrow \text{вал XXI АКП} \rightarrow 20/20 \rightarrow 20/20 \rightarrow ТВ XXVI \rightarrow$
 $\rightarrow \text{револьверный суппорт } (П_2).$

Группа настраивается на скорость – АКП, на направление цилиндрическим реверсом, на путь и исходную точку – по лимбу (упорам).

На токарно-карусельных станках подача задается в мм/об планшайбы. Поэтому внешняя связь группы и расчетная цепь подач не совпадают. РП для расчетной цепи имеют вид:

1 оборот планшайбы → s_6 мм вертикального перемещения револьверного суппорта ($П_2$).

УКЦ для минимальной и максимальной вертикальных подач револьверного суппорта:

$$s_{61} = 1 \cdot \frac{125}{25} \cdot \frac{28}{28} \cdot \frac{27}{36} \cdot \frac{36}{54} \cdot \frac{17}{17} \cdot \frac{23}{23} \cdot \frac{41}{58} \cdot \frac{27}{73} \cdot \frac{33}{66} \cdot \frac{19}{90} \cdot \frac{39}{69} \cdot \frac{20}{88} \cdot \frac{80}{80} \cdot \frac{39}{77} \cdot \frac{22}{22} \times$$

$$\times \frac{52}{52} \cdot \frac{22}{22} \cdot 8 = 0,035 \text{ мм/об.}$$

$$s_{618} = 1 \cdot \frac{125}{25} \cdot \frac{28}{28} \cdot \frac{27}{36} \cdot \frac{36}{54} \cdot \frac{17}{17} \cdot \frac{23}{23} \cdot \frac{66}{33} \cdot \frac{42}{58} \cdot \frac{58}{42} \cdot \frac{42}{67} \cdot \frac{80}{80} \cdot \frac{39}{77} \cdot \frac{22}{22} \times$$

$$\times \frac{52}{52} \cdot \frac{22}{22} \cdot 8 = 12,5 \text{ мм/об.}$$

Реверсирование подачи (перемещение вверх или вниз) осуществляется переключением муфт M_{11} и M_{12} . В приведенных УКЦ включена муфта M_{11} . При выключении этой муфты и включении муфты M_{12} вращение от вала XVII на XXI сообщается не зубчатой передачей 80/80, а передачей с дополнительным колесом 39/69/39.

Включение рабочей подачи осуществляется муфтой M_{23} , расположенной на валу XIII АКС. Ускоренный ход осуществляется от электродвигателя M_2 через передачи 20/66/75 и далее по тем же цепям, что и для рабочих

подач. Торможение, обеспечивающее устранение перебегов суппорта, осуществляется тормозом T_1 с электромагнитным управлением, расположенным на валу XXI АКП.

Группа горизонтальной подачи $\Phi_{s_2}(П_3)$ револьверного суппорта воспроизводит направляющую – горизонтальную прямую линию. Внутренняя связь группы:

горизонтальные направляющие траверсы → револьверный суппорт (П₃).

Внешняя связь от электродвигателя M_1 до вала XVII АКП совпадает с аналогичной связью группы вертикальной подачи револьверного суппорта и далее реверс 39/69 или 39/69/39 → 39/77 → вал XX АКП → 22/22 → ТВ XXX → револьверный суппорт (П₃).

Группа настраивается на скорость АКП, на направление цилиндрическим реверсом, на путь и исходную точку – по лимбу (упорам).

РП для расчетной цепи горизонтальной подачи револьверного суппорта имеют вид:

1 оборот планшайбы → s_2 мм горизонтального перемещения револьверного суппорта (П₃).

УКЦ для минимальной горизонтальной подачи револьверного суппорта:

$$s_{21} = 1 \cdot \frac{125}{25} \cdot \frac{28}{28} \cdot \frac{27}{36} \cdot \frac{36}{54} \cdot \frac{17}{17} \cdot \frac{23}{23} \cdot \frac{41}{58} \cdot \frac{27}{73} \cdot \frac{33}{66} \cdot \frac{19}{90} \cdot \frac{80}{80} \cdot \frac{39}{77} \cdot \frac{22}{22} \cdot 8 = \\ = 0,035 \text{ мм/об.}$$

Ускоренный ход осуществляется от электродвигателя M_2 через передачи 20/66/75 и далее по тем же цепям, что и для рабочих подач, а торможение, обеспечивающее устранение перебегов суппорта, осуществляется тормозом T_2 с электромагнитным управлением. Ручное перемещение суппорта осуществляется маховиками P_3 и P_4 .

Кинематические группы вертикальных и горизонтальных подач бокового суппорта по своей структуре аналогичны соответствующим группам подач револьверного суппорта. Поэтому их анализ ограничим, например, записью УКЦ для максимальной вертикальной подачи бокового суппорта.

$$s_{618} = 1 \cdot \frac{125}{25} \cdot \frac{28}{28} \cdot \frac{27}{36} \cdot \frac{36}{54} \cdot \frac{17}{17} \cdot \frac{23}{23} \cdot \frac{66}{33} \cdot \frac{42}{58} \cdot \frac{58}{42} \cdot \frac{42}{67} \cdot \frac{39}{69} \cdot \frac{69}{39} \cdot \frac{39}{77} \cdot \frac{20}{20} \cdot \frac{20}{20} \cdot 8 = \\ = 12,5 \text{ мм/об.}$$

В структуре станка предусмотрены также вспомогательные кинематические группы вертикального подъема и опускания траверсы $Bc(П_6)$ и поворота револьверной головки $Bc(B_7)$ с индивидуальными электродвигателями.

Группа $Vc(P_6)$ – простая. Ее внутренняя связь:

вертикальные направляющие станины → *траверса* (P_6).

Внешняя связь состоит из двух коротких параллельных, кинематических цепей, связывающих электродвигатель M_3 с двумя TB (винтами), расположенными симметрично относительно вертикальных направляющих станины:

(P_6) *траверса* ← $TB\ XXXVI$ ← $34/2$ ← M_3 → $2/34$ →
→ $TB\ XXXVII$ → *траверса* (P_6).

Группа настраивается на путь и исходное положение – по упору, на направление изменением направления вращения электродвигателя. Скорость перемещения консоли составляет $v = 900 \cdot 2/34 \cdot 8 = 423$ мм/мин.

Группа $Vc(B_7)$ – простая, ненастраиваемая. Ее внутренняя связь:

револьверный суппорт → *револьверная головка* (B_7).

Внешняя связь:

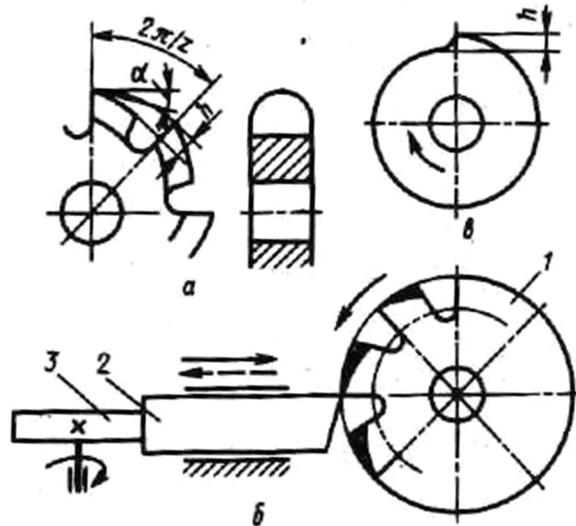
M_4 → $18/34$ → $34/45$ → *муфта* M_{24} → *передача винт XXXII–гайка* →
→ *реечная передача* → *револьверная головка* (B_7).

Поворот револьверной головки осуществляется следующим образом. Электродвигатель M_4 через зубчатые колеса $18/34/45$ вращает винт $XXXII$. Вначале электромагнитный тормоз T_3 включен и удерживает гайку передачи винт $XXXII$ –гайка от поворота. Винт, вращаясь, двигается вверх, а закрепленная на его конце рейка посредством косозубого колеса 31 , трехзаходной гайки (разрез $A-A$) и винта $XXXIV$ отжимает револьверную головку. Винт $XXXII$ перемещается до тех пор, пока гайка не упрется в торец гайки. Перед этим конечный выключатель отключит тормоз T_3 и гайка с насаженным на нее однозаходным червяком начнет вращаться. Тогда через передачи $1/25$ и $18/25$ произойдет поворот револьверной головки на $1/5$ часть. Фиксатор западает в следующий паз делительного диска, и конечный выключатель дает команду на реверс электродвигателя. Винт $XXXII$, вращаясь в обратную сторону, опускается и через реечную передачу и винт $XXXIV$ –трехзаходная гайка прижимает револьверную головку к ползуну.

6.4 Токарно-затыловочные станки

Затылование – это специальный вид обработки задних поверхностей зубьев режущих инструментов. Чаще всего затылуют зубья фрез: дисковых, цилиндрических с прямолинейными и спиральными стружечными канавками, резьбовых и червячных, а также зубья метчиков.

Фрезы с затылованными зубьями (рисунок 6.10, *a*) перетачивают только по передним поверхностям, причем плоскость заточки проходит через ось фрезы, благодаря чему профиль зубьев и задний угол сохраняются неизменными. Поэтому фрезы, применяемые для обработки фасонных поверхностей, обязательно подвергают затылованию. Затылование зубьев обычно производят по архимедовой спирали.



a – форма затылка зуба фрезы; *б* – способ затылования;
в – профиль кулачка

Рисунок 6.10. – Схема затылования зубьев модульной фрезы

Во время затылования заготовка *1* (см. рисунок 6.10, *б*) равномерно вращается, а резец *2* совершает поступательно-возвратное перемещение – движение затылования. Перемещение резца осуществляется от равномерно вращающегося кулачка *3*, профиль которого выбирают в зависимости от спада *h* затылка зуба фрезы (см. рисунок 6.10, *в*). Приблизительно

$$h = \pi D \operatorname{tg} \alpha / z,$$

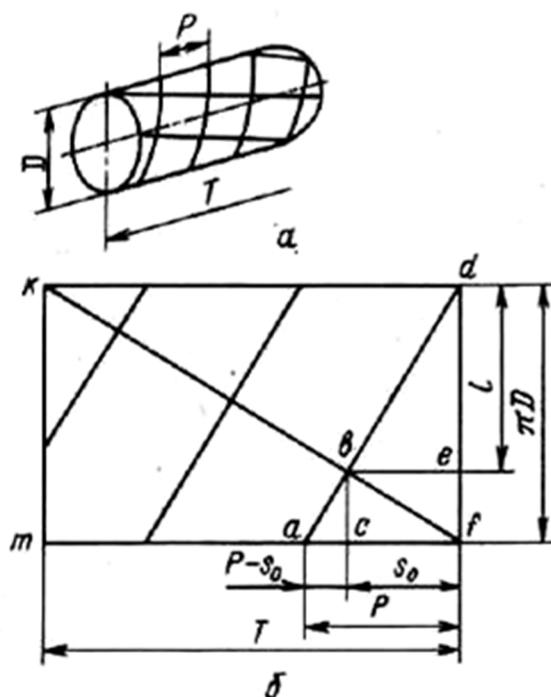
где D – диаметр фрезы;
 z – число зубьев фрезы;
 α – задний угол.

При затыловании за один оборот заготовки фрезы резец должен подойти к ней столько раз, сколько зубьев у фрезы.

При затыловании дисковых фрез, когда периметр профиля зуба невелик, применяют один фасонный резец. Во время обработки заготовка фрезы получает равномерное вращение, а резец – движение затылования на глубину резания. При затыловании цилиндрических фрез с прямолинейными стружечными канавками резец дополнительно перемещается параллельно

оси заготовки (продольная подача). При затыловании цилиндрических фрез со спиральными стружечными канавками необходимо, чтобы резец, перемещаясь вдоль оси заготовки, следовал бы по спиральной линии зуба.

Вывод общего уравнения затылования на примере затылования червячной фрезы [9]. Червячная фреза (рисунок 6.11, а) имеет резьбовую нарезку с шагом P и спиральные стружечные канавки с шагом T , которые выполнены перпендикулярно винтовой нарезки. На рисунке 6.11, б приведена развертка червячной фрезы, где kf – направление спиральной стружечной канавки, а линии, перпендикулярные ей, – винтовая нарезка, D – диаметр червячной фрезы.



а – схема червячной фрезы; б – расчетная схема

Рисунок 6.11. – Развертка червячной фрезы

Во время затылования резец при продольном перемещении должен за один цикл обработки переместиться на величину s_0 , для того чтобы он пришел в точку b , находящуюся на линии спиральной стружечной канавки.

Из подобия треугольников $\Delta adf \sim \Delta bde$ (см. рисунок 6.11, б) определим обороты заготовки за один цикл затылования:

$$l/\pi d = be/af = s_0/P.$$

Выразим отношение s_0/P через известные величины P и T . Тогда из подобия треугольников $\Delta abc \sim \Delta adf$ и $\Delta bfc \sim \Delta kfm$ получим

$$bc/\pi d = (P - s_0)/P \text{ и } bc/\pi d = s_0/T.$$

Таким образом,

$$(P - s_0)/P = s_0/T \text{ или } P/T = (P - s_0)/s_0 = (P/s_0) - 1;$$
$$(T + P)/T = P/s_0,$$

и окончательно

$$s_0/P = T/(T + P).$$

За один цикл затылования кулачок должен выполнить один оборот, тогда уравнение кинематической цепи может быть записано как

$$T/(T + P) \text{ оборота заготовки} \rightarrow 1 \text{ обороту кулачка.}$$

Однако расчет настройки расчетной цепи затылования, как правило, ведут на один оборот заготовки. Поэтому разделим обе части уравнения на величину $T/(T + P)$, тогда получим:

$$1 \text{ оборот заготовки} \rightarrow (T+P/T) \text{ кулачка.}$$

Это соответствует условию, что затылуемая фреза имеет один зуб. Если же затылуемая фреза имеет z зубьев, тогда

$$1 \text{ оборот заготовки} \rightarrow z ((T + P)/T) \text{ оборота кулачка.}$$

Или окончательно

$$1 \text{ оборот заготовки} \rightarrow z + Zp/T \text{ оборота кулачка.}$$

Это и есть общее уравнение затылования. Это уравнение получено при условии, что кулачок имеет один рабочий профиль. В современных затыловочных станках, как правило, используют несколько кулачков с различным числом k рабочих профилей. Например, во всех модификациях станка модели 1811 используется три сменных кулачка с одним, двумя и тремя рабочими профилями. Введем в уравнение затылования поправку на k рабочих профилей. Тогда уравнение затылования примет вид

$$1 \text{ оборот заготовки} \rightarrow z/k + z/k (P/T) \text{ или } z/k (1 + P/T) \text{ оборота кулачка.}$$

В современных универсальных затыловочных станках при затыловании цилиндрических фрез и метчиков со спиральными стружечными канавками или червячных фрез первое слагаемое z/k выполняется цепью затылования, а второе – $z/k(P/T)$ – дифференциальной цепью. При этом в кинематической структуре обе названные цепи соединены между собой планетарным дифференциалом. При затыловании цилиндрических фрез с прямолинейными стружечными канавками второе слагаемое равно нулю, т.к. $T = \infty$. В специализированных бездифференциальных, например, станке модели 1708 (США) осуществляется бездифференциальная настройка по приведенному уравнению затылования.

При затыловании многозубого инструмента необходимо также движение деления. Это движение в зависимости от затылуемого инструмента может быть элементарным (при затыловании дисковой фрезы) или двухэлементарным винтовым (при затыловании червячной фрезы). Движение деления осуществляется после затылования каждого очередного зуба затылуемого инструмента. При этом движение деления является частью сложного формообразующего движения и, следовательно, выполняется формообразующей группой.

Станкостроительная отрасль выпускает универсальные токарно-затыловочные станки для затылования как дисковых фасонных фрез и цилиндрических фрез с прямолинейными и спиральными стружечными канавками, так и специальные классов точности *П* и *В* для обработки инструментов диаметром 50–500 мм, длиной 80–1225 мм и модулем 1–42 мм. Выпускаются также шлифовально-затыловочные станки, отнесенные к группе резьбошлифовальных станков.

6.4.1 Универсальный токарно-затыловочный станок модели 1Б811

Внешне похож на токарно-винторезный станок, от которого отличается конструкцией суппорта. Состоит (рисунок 6.12) из массивной станины 1 с плоскими направляющими, по которым перемещается продольный суппорт 2. Слева на станине установлена передняя бабка 3, содержащая привод скорости резания. Справа на станине установлена задняя бабка 4.

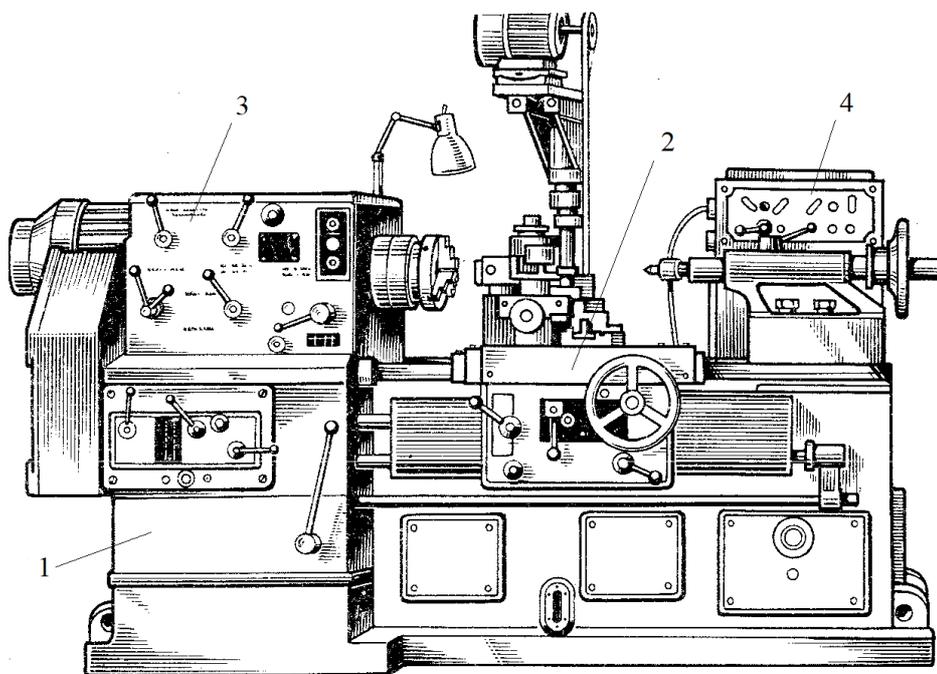


Рисунок 6.12. – Кинематическая схема токарно-затыловочного станка 1Б811

Станок предназначен для затылования дисковых и фасонных фрез, затылуемых радиально, вдоль оси и под углом и червячных фрез с модулем до 8 мм.

Кинематическая структура (рисунок 6.13) для затылования червячных фрез состоит из сложной трехэлементарной группы формообразования $\Phi_v(B_1P_2P_3)$. Эта группа во внутренней связи содержит две кинематические цепи:

- цепь деления, связывающую шпиндель с кулачком и состоящую из двух параллельных ветвей, соединенных коническим дифференциалом;
- винторезную цепь, связывающую шпиндель с тяговым валом (винтом P_x).

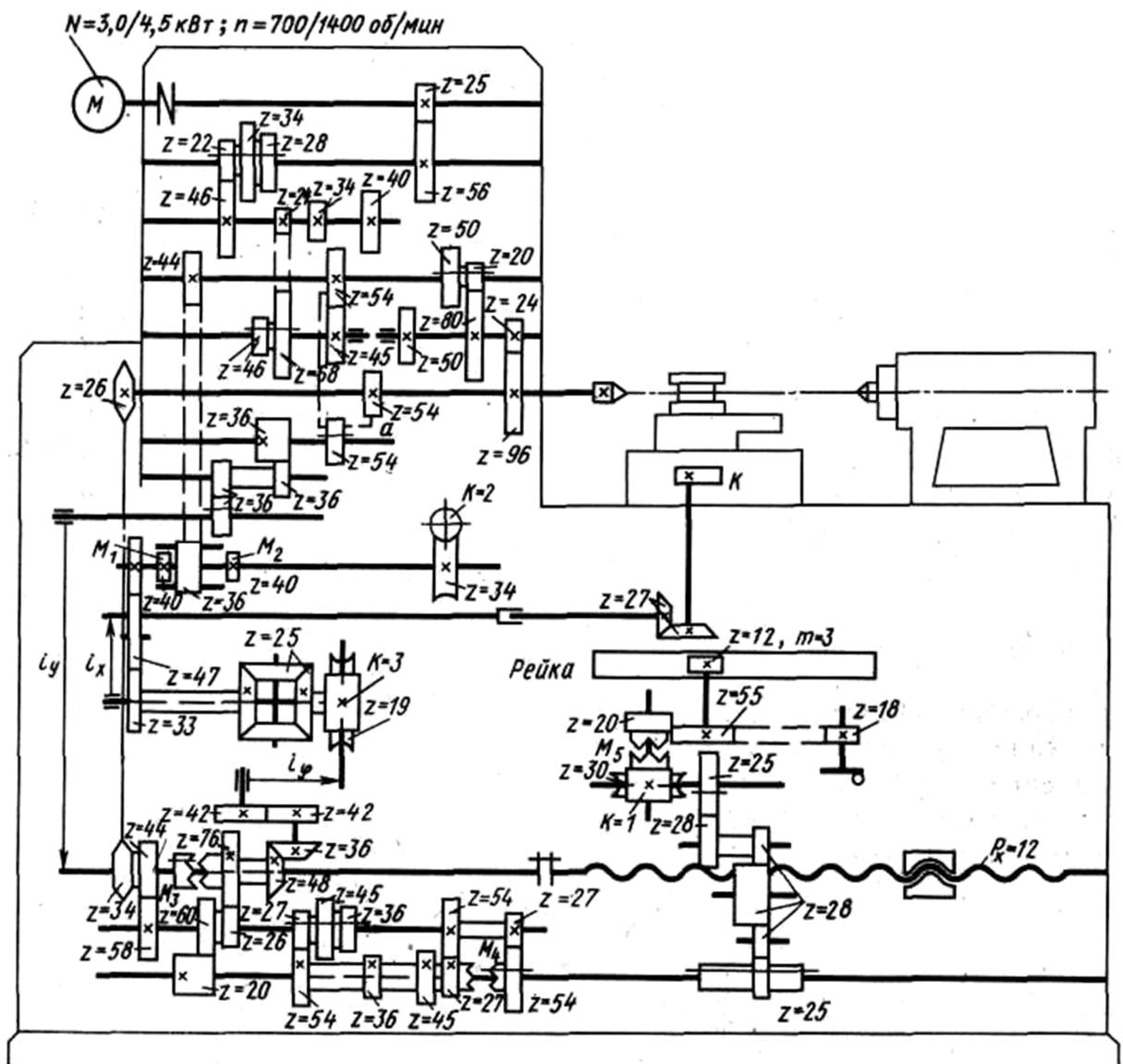


Рисунок 6.13. – Кинематическая схема токарно-затыловочного станка 1Б811

Первая ветвь цепи деления:

шпиндель (B_1) $\rightarrow 96/24 \rightarrow (80/20$ или $50/50) \rightarrow 44/36 \rightarrow 45/47 \rightarrow$
 $\rightarrow 47/33 \rightarrow \Sigma \rightarrow i_x \rightarrow 27/27 \rightarrow$ кулачок \rightarrow суппорт (Π_2).

Вторая ветвь цепи деления:

шпиндель (B_1) $\rightarrow ((96/24) (80/20) (54/54))$ или $((96/24) (50/50)(54/54))$
или $(54/54) \rightarrow (36/36$ реверс) $\rightarrow i_y \rightarrow 48/36 \rightarrow 42/42 \rightarrow i_\varphi \rightarrow 3/19 \rightarrow \Sigma \rightarrow$
 $\rightarrow i_x \rightarrow 27/27 \rightarrow$ кулачок \rightarrow суппорт (Π_2).

Винторезная цепь:

шпиндель (B_1) $\rightarrow ((96/24) \rightarrow (80/20) (54/54))$ или $((96/24)(50/50) (54/54))$
или $(54/54) (36/36$ реверс) $\rightarrow i_y \rightarrow$ тяговый вал $P_x \rightarrow$ суппорт (Π_3).

Внешняя связь группы:

$M \rightarrow 25/56 \rightarrow 34/34$ или $22/46$ или $28/40 \rightarrow 46/46$ или $24/68 \rightarrow$
 $45/54 \rightarrow 50/50$ или $20/80 \rightarrow 24/96 \rightarrow$ шпиндель (B_1).

Движение, воспроизводимое группой, – сложное с незамкнутой траекторией, и настраивается по следующим параметрам: траектория – гитарами i_x , i_y , i_φ и кулачком; скорость – коробкой скоростей i_v ; путь и исходное положение – кулачком и лимбом (упором). При этом кулачок выполняет также функцию специального реверса и отсчетного звена в движении деления.

Настройка станка. Исходными данными для расчета настройки являются параметры затылуемой фрезы и режимы резания.

Гитара i_x . Расчетная цепь совпадает с первой ветвью цепи деления. В соответствии с общим уравнением затылования РП для расчетной цепи имеют вид:

1 оборот шпинделя $\rightarrow z/k$ оборотов кулачка.

УКЦ (муфта M_1 включена):

$z/k = (96/24) ((80/20) или (50/50)) (44/36) (45/43) (i_\Sigma = 1/2) i_x (27/27)$.

ФН:

$$i_{x1} = 3z/10k; \quad i_{x2} = 3z/40k.$$

Первое значение используется при затыловании фрез с $z = 1-10$, второе – при $z = 4-40$.

При затыловании вращающийся кулачок, соприкасаясь с пальцем, запрессованным в плите суппорта, сообщает последнему поступательно-возвратное движение.

Гитара i_y . Расчетная цепь совпадает с винторезной цепью внутренней связи. Поэтому РП имеют вид:

1 об. шпинделя $\rightarrow P$ мм перемещения суппорта.

УКЦ:

$$P=1 [(96/24)((80/20)(54/54) \text{ или } (50/50)(54/54))] \\ \text{или } (54/54)(36/36) i_y(t_{Px}=12).$$

ФН:

$$i_{y1} = P/12; i_{y2} = P/48; i_{y3} = P/192.$$

Гитара i_ϕ . Дифференциальное движение обеспечивает при затыловании червячных фрез со спиральными стружечными канавками дополнительный поворот кулачка затылования, от которого перемещается резец в радиальном направлении при продольном перемещении суппорта.

Возможны следующие три расчетные цепи, включающие гитару i_ϕ :

- кинематическая цепь, связывающая ходовой винт с кулачком, при включенной муфте M_3 ;
 - кинематическая цепь, связывающая зубчато-реечную передачу суппорта с кулачком, при выключенной муфте M_3 и включенной муфте M_5 ;
 - кинематическая цепь, связывающая шпиндель станка с кулачком.
- РП для первых двух расчетных цепей имеют один и тот же вид:

P мм перемещения суппорта $\rightarrow Zp/Kt$ дополнительного поворота кулачка.

УКЦ для первой расчетной цепи:

$$Zp/Kt = P/(P_x=12) (48/36) (42/42) i_\phi i_\Sigma i_x(27/27).$$

ФН:

$$i_\phi = 114 z/kTi_x.$$

УКЦ для второй расчетной цепи:

$$Zp/kT = P/\pi(m=3)(z=12) \cdot (55/20) (30/1) (25/28) (28/25) \\ (20/60)(26/76) (48/36) (42/42) i_\phi (3/19) i_\Sigma i_x(27/27).$$

ФН:

$$i_\phi = 114 z/kTi_x.$$

После подстановки в полученные выражения обоих значений i_x получим

$$i_{\phi 1} = 380/T; i_{\phi 2} = 1520/T.$$

РП для третьей расчетной цепи согласно общего уравнения затылования имеют вид:

1 оборот шпинделя $\rightarrow Zp/Kt$ дополнительного поворота кулачка.

УКЦ:

$$Z_p/K_t = 1 [(96/24) ((80/20) (54/54) \text{ или } (50/50) (54/54))] \\ \text{или } (54/54) (36/36) i_y (48/36) (42/42) i_\varphi (3/19) i_\Sigma i_x 27/27.$$

ФН получим после подстановки в УКЦ значений i_y, i_x, i_Σ

$$i_{\varphi 1} = 380/T; i_{\varphi 2} = 1520/T.$$

Таким образом, при использовании любой из трех расчетных цепей, различающихся между собой количеством передач и конечными, исполнительными звеньями, получаем одну и ту же ФН для рассматриваемой гитары. Данный пример подтверждает тезис о возможности в ряде сложных кинематических структур искусственно назначать для одного и того органа настройки более одной расчетной цепи.

При обработке фрез с правыми спиральными стружечными канавками в гитару дополнительно устанавливается паразитная сменная шестерня.

Коробка i_v круговых частот вращения шпинделя. Это движение осуществляется от двухскоростного асинхронного электродвигателя. Прямое (рабочее) вращение осуществляется при $n_M = 700 \text{ мин}^{-1}$.

РП:

$$n_M \text{ мин}^{-1} \text{ оборотов электродвигателя} \rightarrow n_{ш} \text{ мин}^{-1} \text{ оборотов шпинделя.}$$

УКЦ:

$$n_{ш} = (n_M = 700) (25/56) ((22/46) \text{ или } (34/34) \text{ или } (28/40)) \\ ((46/46) \text{ или } (24/68))(45/54) ((50/50) \text{ или } (20/80)) (24/96).$$

В соответствии с УКЦ коробка обеспечивает 12 частот вращения шпинделя в пределах 2,8–63 мин^{-1} . Обратное вращение осуществляется реверсированием электродвигателя при $n_M = 1400 \text{ мин}^{-1}$, при этом частота вращения шпинделя в два раза выше, чем при рабочем ходе.

Частная кинематическая структура $\Phi_v(B_1\Pi_2)$ для затылования дисковых фрез образуется из рассмотренной структуры для затылования червячных фрез посредством исключения из ее внутренней связи второй ветви цепи деления, называемой дифференциальной, и винторезной цепи. Рассматриваемая структура, состоящая из сложной двухэлементарной группы, настраивается на траекторию – гитарой i_x ; на скорость – коробкой частот вращения шпинделя i_v ; на путь и исходное положение – кулачком и лимбом. При этом УКЦ для органов настройки i_x и i_v не изменяются.

Кинематика станка содержит также классическую токарную структуру для обработки цилиндрических поверхностей. Эта структура состоит из двух простых формообразующих групп: скорости резания $\Phi_v(B_1)$, воспроизводящей образующую, и продольной подачи $\Phi_s(\Pi_2)$, воспроизводящей

направляющую, получаемых посредством иной коммутации кинематических цепей, образующих затыловочную структуру.

Группа Φ_v . Ее внутренняя связь – элементарная вращательная пара

подшипниковые опоры → шпиндель.

Внешняя связь совпадает с внешней связью затыловочной структуры. Настройка этой связи рассмотрена при анализе затыловочной структуры.

Группа Φ_s . Ее внутренняя связь – элементарная поступательная пара

направляющие станины → инструментальный суппорт.

Внешняя связь – кинематическая цепь, соединяющая электродвигатель с инструментальным суппортом. В ее составе коробка круговых частот вращения шпинделя i_v , коробка продольных подач i_s , тяговый вал в виде зубчато-реечной передачи. Группа настраивается на скорость (продольную подачу) – коробкой i_s ; на путь и исходное положение – упорами (лимбом).

Коробка i_s продольных подач соединена со шпинделем цепной передачей. Муфты M_1 и M_3 выключены, а муфта M_5 включена.

РП:

1 об. шпинделя → s_{np} мм продольного перемещения суппорта.

УКЦ:

$$s_{np} = 1 (26/34) (44/58) ((45/36) \text{ или } (27/54) \text{ или } (36/45)) i_n \\ (25/28) (1/30) (20/55) (t_{TB} = \pi m z = 36 \pi),$$

где i_n – передаточное отношение перебора, управляемого муфтой M_4 . При включенной муфте $M_4 i_n = 1$, а при выключенной $i_n = (27/54) (27/54) = 1/4$.

Коробка подач обеспечивает шесть значений продольных подач в пределах $s_{np} = 0,1-1,0$ мм/об.

Глава 7 СВЕРЛИЛЬНЫЕ И РАСТОЧНЫЕ СТАНКИ

7.1 Сверлильные станки

Сверлильные станки предназначены для сверления сквозных и глухих отверстий, рассверливания, зенкерования, развертывания, нарезания резьбы и т.п. операций. При использовании специального инструмента можно увеличить число операций, например, производить раскатывание отверстий роликовыми и шариковыми раскатками, вырезать диски из листового материала резцами в специальной оправке, получать отверстия большого диаметра кольцевыми сверлами и т.п. Сверлильные станки подразделяют на вертикально-сверлильные, радиально-сверлильные, горизонтально-сверлильные и центровальные.

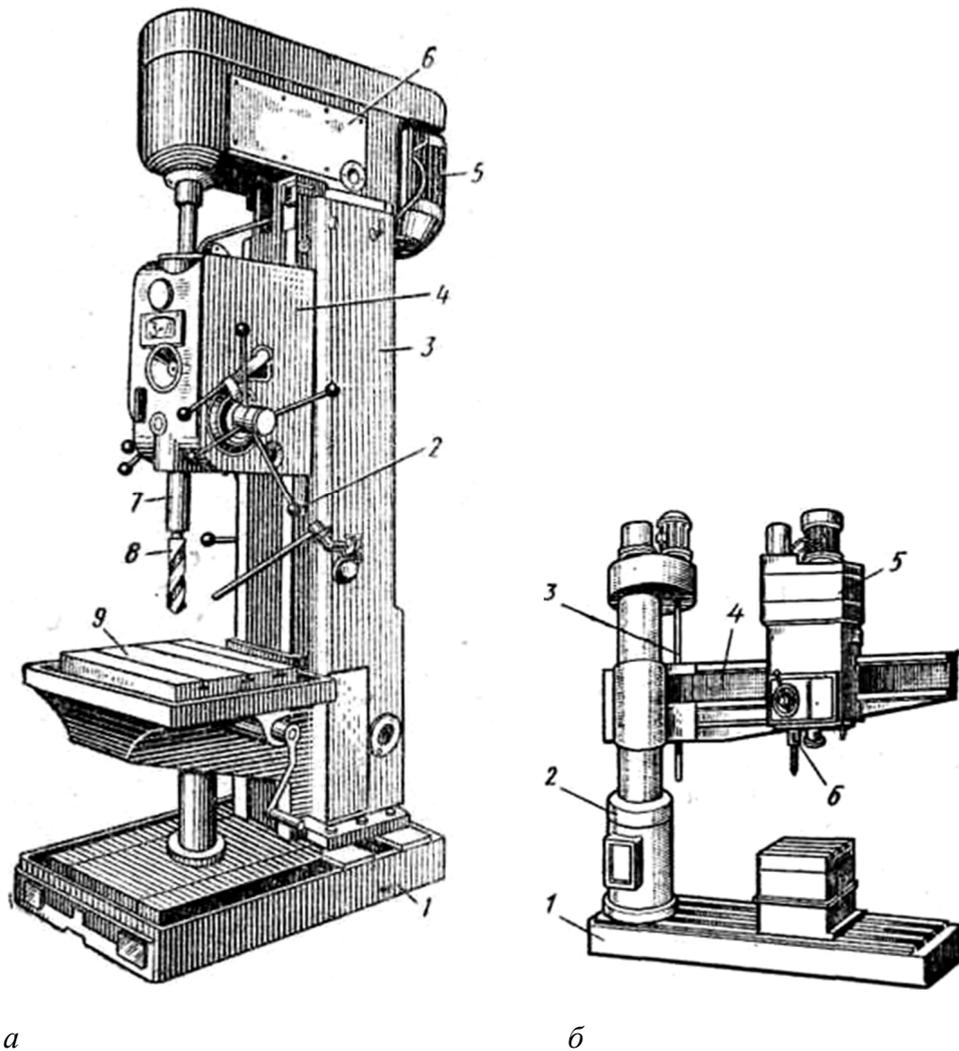
Классификацию станков по размерам определяет размерный ряд. Для вертикально-сверлильных станков регламентируется наибольший условный диаметр сверления в детали из стали средней твердости (сталь 45). Размерный ряд может быть условно подразделен на три группы: легкие настольные (диаметром 3, 6, 12 мм); средних размеров (диаметром 18, 25, 35, 50 мм) и тяжелые (диаметром более 75 мм).

Горизонтальную компоновку, как правило, имеют станки для глубокого сверления и центровальные станки. Их относят к группе специальных станков.

На рисунке 7.1, *а* приведена компоновка типа кронштейн вертикально-сверлильного станка. Особенность такой компоновки – привод скорости резания выполнен в виде самостоятельной сборочной единицы. Станок содержит фундаментную плиту 1, на которой смонтирована колонна 3 коробчатой формы. В ее верхней части смонтирована шпиндельная головка 6, несущая электродвигатель 5 и шпиндель 7 с инструментом 8. На передней стороне колонны выполнены вертикальные направляющие для перемещения сверлильной (шпиндельной) бабки 4 и стола 9. Внутри шпиндельной бабки размещен механизм подачи, вертикального перемещения шпинделя. Шпиндель можно перемещать механически или вручную с помощью штурвала 2. Стол 9, на котором устанавливают приспособления и деталь, перемещают по направляющим колонны вручную посредством винтового механизма (тягового вала) вращением рукоятки. В фундаментной плите 1 размещен бак для охлаждающей жидкости, которую подают в зону обработки насосом.

В радиально-сверлильных станках (рисунке 7.1, *б*) шпиндель с инструментом можно перемещать относительно детали в радиальном и круговом

направлениях, что позволяет производить обработку в любом месте детали. На плите 1 закреплена тумба 2 с неподвижной колонной, на которой установлена поворотная траверса 4. По направляющим траверсы перемещается бабка 5 со шпинделем 6. В бабке 5 размещены кинематические группы скорости резания и подачи. Винтом 3 траверса перемещается вдоль колонны и может быть закреплена на любой высоте. В некоторых моделях радиально-сверлильных станков шпиндельную бабку выполняют поворотной, что позволяет обрабатывать отверстия, расположенные по углом.



a – вертикально-сверлильный; *б* – радиально-сверлильный

Рисунок 7.1. – Сверлильные станки

Основным размером радиально-сверлильных станков является наибольший диаметр сверления в стали средней твердости. Наиболее важные параметры – номер конуса шпинделя, вылет шпинделя от направляющих колонны, наименьшее и наибольшее расстояние от торца шпинделя до стола и до фундаментальной плиты, величина осевого хода шпинделя.

Радиально-сверлильные станки изготавливают стационарными (при установке станка на пол); переносными (при установке станка на крупногабаритную обрабатываемую корпусную деталь); самоходными, например, монтируют на тележках, перемещающихся по рельсам.

7.1.1 Вертикально сверлильный станок модели 2М135

Предназначен для выполнения всех видов работ, характерных для сверлильных станков. Тип компоновки – агрегатный. Особенность такой компоновки – приводы скорости резания и подачи объединены в общую силовую головку с общим приводом.

Техническая характеристика. Наибольший, условный диаметр сверления 35 мм; наибольший ход шпинделя 250 мм. Расстояние от конца шпинделя до стола: наименьшее – 30 мм; наибольшее – 750 мм. Ход стола 300 мм. Число частот вращения шпинделя 12; пределы частот вращения шпинделя 31,5–1400 мин⁻¹. Число подач 9; пределы подач 0,1–1,6 мм/об.

Кинематическая структура станка (рисунок 7.2) содержит две простые формообразующие группы: скорости резания $\Phi_v(B_1)$ и подачи $\Phi_s(P_2)$. Обе группы соединены общим электродвигателем и общим участком внешних связей.

Внешняя связь – кинематическая цепь, выполненная в виде коробки частот вращения шпинделя (орган настройки i_v):

$$M \rightarrow 30/45 \rightarrow [25/35 \text{ или } 30/30 \text{ или } 35/25] \rightarrow [35/35 \text{ или } 42/15] \rightarrow \\ \rightarrow [25/50 \rightarrow 15/60 \text{ или } 25/50 \rightarrow 50/25] \rightarrow \\ \rightarrow \text{шлицевое соединение гильза VI – шпиндель } (B_1).$$

Группа настраивается на скорость – коробкой скоростей, на направление – реверсированием электродвигателя.

Расчетная цепь для органа настройки i_v совпадает с внешней связью. Поэтому РП имеют вид:

$$n_m \text{ мин}^{-1} \text{ электродвигателя} \rightarrow n_{ш} \text{ мин}^{-1} \text{ шпинделя } (B_1).$$

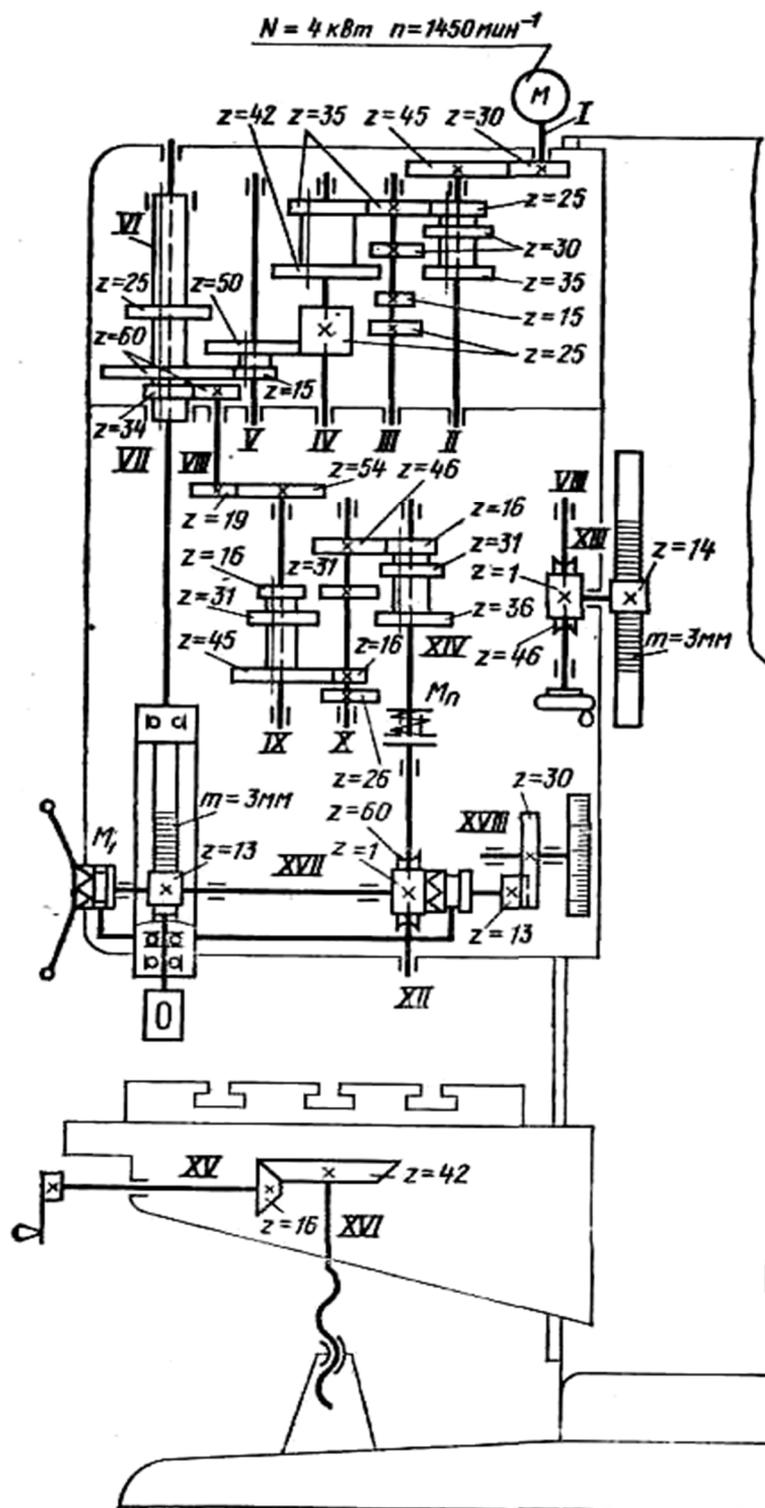
УКЦ для минимальной и максимальной частоты вращения шпинделя:

$$n_{12} = 1450 \cdot \frac{30}{45} \cdot \frac{25}{50} \cdot \frac{35}{25} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{50}{25} = 1400 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_1 = 1450 \cdot \frac{30}{45} \cdot \frac{25}{35} \cdot \frac{15}{42} \cdot \frac{25}{50} \cdot \frac{15}{60} = 31,5 \text{ мин}^{-1}.$$

Группа $\Phi_s(P_2)$ воспроизводит направляющую. Ее внутренняя связь:

$$\text{корпус шпиндельной бабки} \rightarrow \text{гильза шпинделя } (P_2).$$



Группа $\Phi_v(B_1)$ воспроизводит образующую. Ее внутренняя связь:

подшипниковые опоры гильзы → *шпиндель* (B_1).

Внешняя связь – развитая кинематическая цепь, включающая орган настройки i_s (коробку подач):

$M \rightarrow i_v \rightarrow 34/60 \rightarrow 19/54 \rightarrow [16/46 \text{ или } 31/31 \text{ или } 45/16] \rightarrow$
 $\rightarrow [46/16 \text{ или } 31/31 \text{ или } 36/26] \rightarrow 1/60 \rightarrow TV \text{ (реечная передача)} \rightarrow$
 $\rightarrow \text{гильза шпинделя } (P_2)$.

Группа настраивается на скорость – коробкой подач (i_s); на путь и исходное положение – по лимбу.

Расчетная цепь для подач не совпадает с внешней связью группа, т.к. подача задается в мм за 1 оборот шпинделя. Поэтому РП имеют вид:

s мм перемещения шпинделя (P_2) → 1 обороту шпинделя (B_1).

УКЦ для минимальной и максимальной подачи:

$$s_1 = 1 \cdot \frac{34}{60} \cdot \frac{19}{54} \cdot \frac{16}{46} \cdot \frac{26}{36} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot (m = 3) \cdot 13 = 0,1 \text{ мм/об.}$$

$$s_9 = \frac{34}{60} \cdot \frac{19}{54} \cdot \frac{45}{16} \cdot \frac{36}{26} \cdot \frac{1}{60} \cdot 3,14 \cdot 3 \cdot 13 = 1,6 \text{ мм/об}$$

Управление подачей осуществляется механизмом управления (рисунок 7.3), расположенным в коробке подач. При механической подаче червяк 18 передает вращение свободно установленному на валу 4 червячному колесу 17 с зубчатым диском 16, который через диск 15 и собачки 14, установленные в ступице 8, передает вращение реечной шестерне, перемещающей гильзу шпинделя. При вращении штурвала 7 с включенной подачей собачки, установленные в ступице, свободно проскакивают по зубьям внутренней стороны диска 15. Выключение подачи осуществляется поворотом штурвала в обратную сторону. В этом случае зуб полумуфты 13 встанет против впадины ступицы и благодаря наклону зубьев дисков 15, 16 и пружины 9 ступица смещается вправо и разъединяет диски 15 и 16.

При сверлении вручную выключают механическую подачу, затем перемещают стакан 12 вдоль оси вращения штурвала влево. Это стакан через квадратный выступ 10 передает крутящий момент от полумуфты 13 на вал 4, связанный с нею штифтом 11. Для отсчета глубины сверления (параметр путь) служит лимб 1. Он установлен на барабане, который через зубчатые колеса 2 и 3 связан с валом 4.

В станке предусмотрены две простые вспомогательные группы $Vc(P_3)$ и $Vc(P_4)$ для ручного установочного перемещения по вертикальным направляющим колонны соответственно шпиндельной бабки и стола.

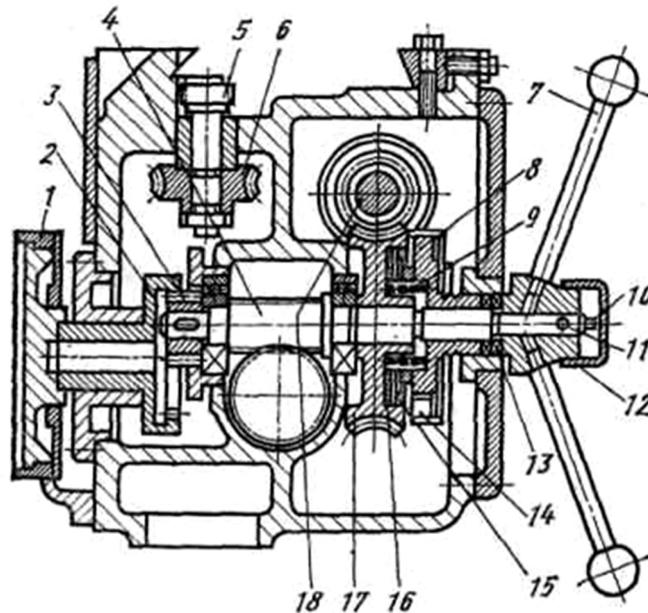


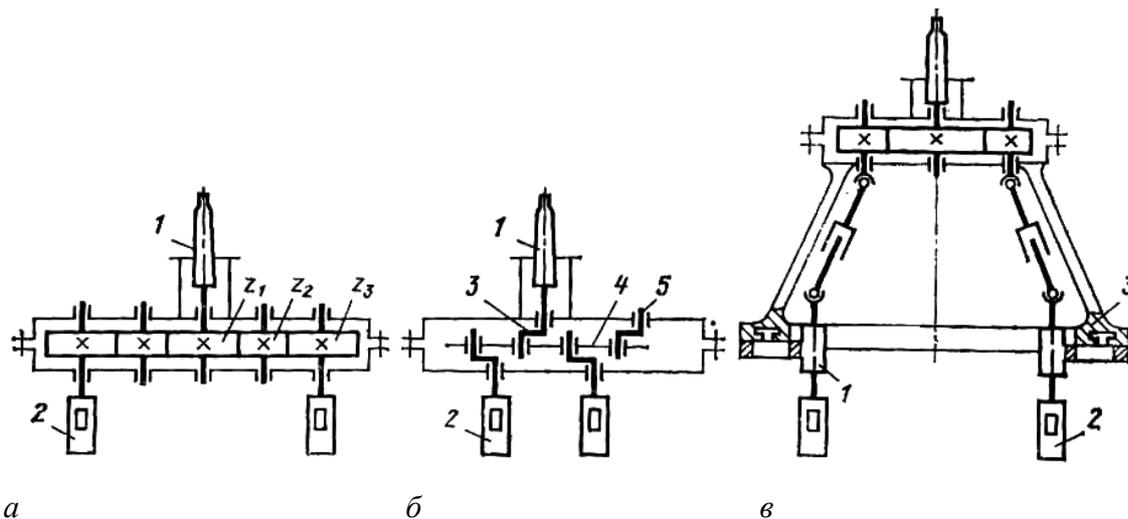
Рисунок 7.3. – Механизм управления подач

На базе рассмотренного универсального сверлильного станка выпускается станок с ЧПУ модели 2P135PФ2, оснащенный переключаемой по управляющей программе шестипозиционной револьверной головкой. Ряд станков, например, 2Д132МФ2, оснащены инструментальным магазином и механизмом смены инструмента.

Часть специальных вертикально-сверлильных станков выпускается для обработки конкретных заготовок в условиях крупносерийного производства. Обычно эти станки с целью снижения времени обработки оснащаются многошпиндельными головками с общей для всех шпинделей минутной подачей за счет осевого перемещения сверлильной головки.

На рисунке 7.4, а приведена схема сверлильной головки с постоянным расположением шпинделей. Вращение от шпинделя станка через конус 1 и центральное зубчатое колесо z_1 передается через промежуточные зубчатые колеса z_2 на колеса z_3 , закрепленные на шпинделях 2. Промежуточные колеса обеспечивают одновременное вращение шпинделя станка и шпинделей головки.

Схема бесшестеренной сверлильной головки показана на рисунке 7.4, б. Конус 1 головки снабжен кривошипом 3, который соединен с поводковой плитой 4, поддерживаемой кривошипом 5. Рабочие шпиндели 2 с кривошипами такого же радиуса соединены с поводковой плитой. Вращение от шпинделя станка через конус 1 передается на кривошип, который сообщает поводковой плите поступательное движение с круговой траекторией. От поводковой плиты приводятся во вращение с одинаковой частотой шпиндели 2.



a – с постоянным расположением шпинделей; *б* – бесшестеренная;
в – с переставными шпинделями

Рисунок 7.4. – Многошпиндельные сверлильные головки

Для обработки деталей с различным числом и расположением отверстий применяют многошпиндельные головки с переставными шпинделями (см. рисунок 7.4, *в*). Рабочие шпиндели 2 размещены в ползунах 1, которые можно перемещать в радиальном направлении и по окружности относительно опорной плоскости корпуса 3.

7.1.2 Радиально-сверлильный станок модели 2М55

Применяется при обработке крупногабаритных деталей с относительно большим количеством отверстий. При обработке деталь остается неподвижной на столе станка, а шпиндель с инструментом перемещается относительно детали и устанавливается в требуемое положение.

Техническая характеристика. Наибольший условный диаметр сверления 50 мм; вылет шпинделя от образующей колонны в пределах 375–1600 мм; число частот вращения шпинделя 21; пределы частот вращения шпинделя 20–2000 мин⁻¹; число подач 12; пределы подач 0,056–2,5 мм/об.

Кинематическая структура станка (рисунок 7.5) состоит из следующих групп: скорости резания $\Phi_v(B_1)$, вертикальной подачи $\Phi_s(\Pi_2)$, горизонтального, установочного перемещения шпиндельной бабки $Vc(\Pi_3)$, вертикального, установочного перемещения консоли $Vc(\Pi_4)$.

Группа $\Phi_v(B_1)$ воспроизводит образующую. Ее внутренняя связь:

подшипниковые опоры гильзы → шпиндель (B_1).

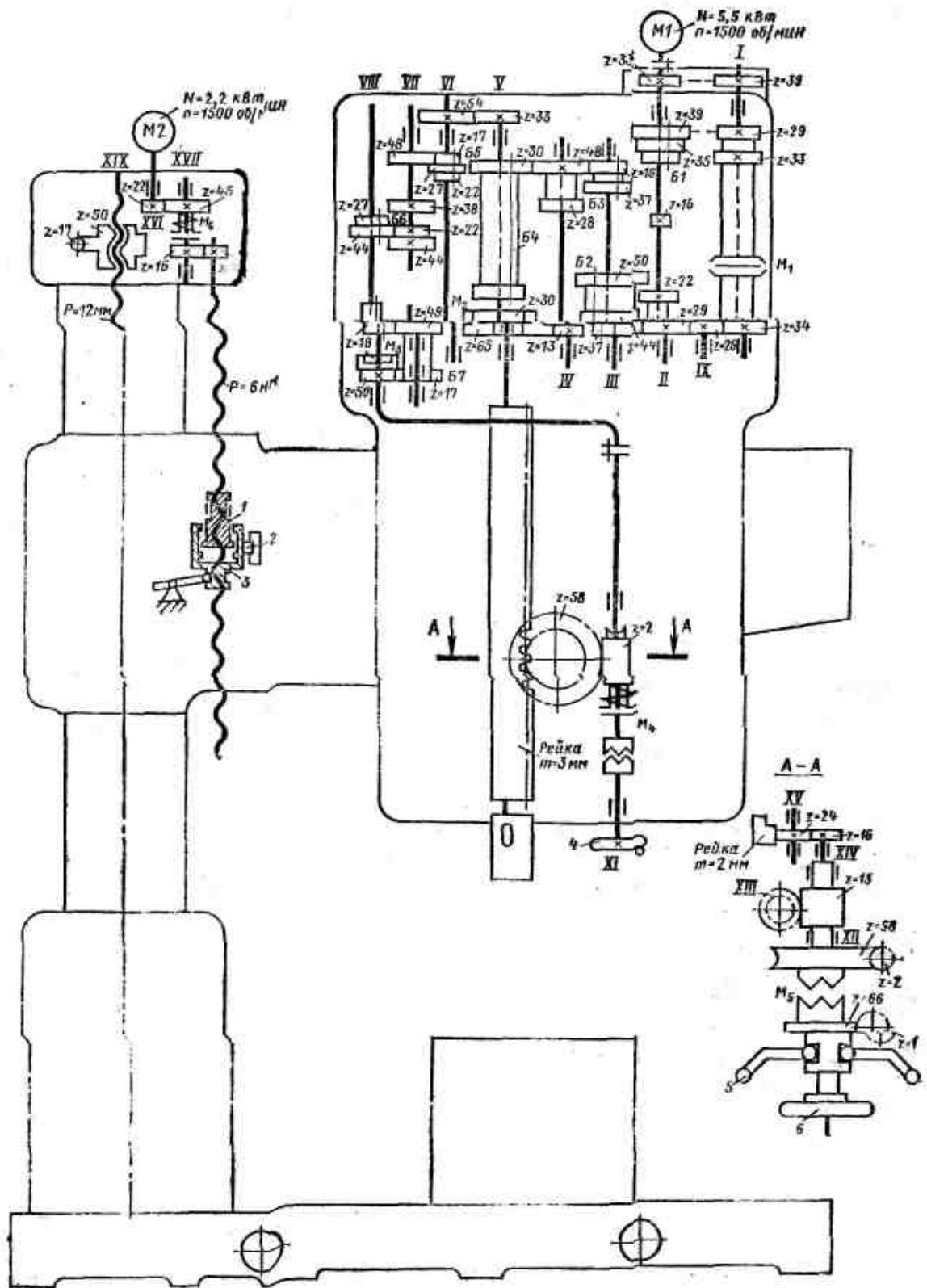


Рисунок 7.5. – Кинематическая схема радиально-сверлильного станка модели 2М55

Внешняя связь – кинематическая цепь, выполненная в виде коробки скоростей (орган настройки i_v):

$M_1 \rightarrow 33/39 \rightarrow$ фрикционная муфта $M_1 \rightarrow$ двойной блок зубчатых колес $B_1 \rightarrow$
 \rightarrow тройной блок $B_2 \rightarrow$ двойной блок $B_3 \rightarrow$ двойной блок $B_4 \rightarrow$
 \rightarrow шлицевое соединение блок B_4 – шпиндель (B_1).

Группа настраивается: на скорость – коробкой скоростей (блоки B_1 – B_4), на направление – фрикционной муфтой M_1 . Коробка скоростей обеспечивает 24 теоретических и 21 практических значений частот вращения шпинделя.

Расчетная цепь для органа настройки i_v совпадает с внешней связью. Поэтому РП имеют вид:

$$n_m \text{ мин}^{-1} \text{ электродвигателя} \rightarrow n_{ш} \text{ мин}^{-1} \text{ шпинделя (} B_1 \text{)}.$$

УКЦ для максимальной частоты вращения шпинделя

$$n_{21} = 1450 \cdot \frac{33}{39} \cdot \frac{33}{35} \cdot \frac{29}{37} \cdot \frac{37}{28} \cdot \frac{48}{30} = 2000 \text{ мин}^{-1}.$$

При переключении муфты M_1 происходит реверс шпинделя. В этом случае при передаче движения на шпиндель блок B_1 не используется. Тогда УКЦ для максимальной частоты вращения шпинделя при реверсе имеет вид

$$n_{21} = 1450 \cdot \frac{33}{39} \cdot \frac{34}{26} \cdot \frac{26}{29} \cdot \frac{29}{37} \cdot \frac{37}{28} \cdot \frac{48}{30} = 2380 \text{ мин}^{-1}.$$

Блок B_4 можно установить в положение, при котором оба его колеса выведены из зацепления. Тогда шпиндель можно проворачивать вручную.

Группа $\Phi_s(P_2)$ воспроизводит направляющую. Ее внутренняя связь

$$\text{корпус шпиндельной бабки} \rightarrow \text{гильза шпинделя (} P_2 \text{)}.$$

Внешняя связь – развитая кинематическая цепь, включающая коробку подач (орган настройки i_s):

$$M \rightarrow i_v \rightarrow 33/54 \rightarrow \text{коробка подач (блоки } B_5, B_6, \text{ муфта } M_3 \\ \text{переборного блока } B_7) \rightarrow 2/58 \rightarrow \text{ТВ (реечная передача)} \rightarrow \\ \rightarrow \text{гильза шпинделя (} P_2 \text{)}.$$

Группа настраивается на скорость – коробкой подач (i_s); на путь и исходное положение – по лимбу.

Расчетная цепь для подач не совпадает с внешней связью группы, т.к. подача задается в мм за 1 оборот шпинделя. Поэтому РП имеют вид:

$$s \text{ мм перемещения шпинделя (} P_2 \text{)} \rightarrow 1 \text{ обороту шпинделя (} B_1 \text{)}.$$

УКЦ для минимальной подачи:

$$s_1 = 1 \cdot \frac{33}{54} \cdot \frac{17}{48} \cdot \frac{22}{44} \cdot \frac{18}{49} \cdot \frac{17}{50} \cdot \frac{2}{58} \cdot \pi \cdot (m=3) \cdot 13 = 0,056 \text{ мм/об.}$$

Для получения максимальной подачи включают муфту M_3 , тогда

$$s_{12} = 1 \cdot \frac{33}{54} \cdot \frac{27}{38} \cdot \frac{38}{27} \cdot M_3 \cdot \frac{2}{58} \cdot \pi \cdot (m=3) \cdot 13 = 2,5 \text{ мм/об.}$$

Специальная (предохранительная) муфта M_4 срабатывает при перегрузке цепи подач или работе на жестком упоре, размыкает цепь тонкой ручной подачи при включении механической подачи и включает тонкую ручную подачу при срабатывании перегрузочного устройства. Тонкая ручная подача осуществляется вращением маховика 4. В положении штурвала 5/ «от себя» муфта M_5 включается и шпинделю сообщается механическая или тонкая ручная подача. В положении штурвала «на себя» шпинделю можно сообщить грубую ручную подачу. Тонкую настройку на глубину врезания осуществляют по лимбу через червячную передачу 1/66.

Вспомогательная группа $Vc(П_3)$ используется для ручного горизонтального, установочного перемещения шпиндельной бабки. Ее внутренняя связь:

направляющие консоли → шпиндельная бабка (П₃).

Внешняя связь:

маховик → зубчатое колесо 16 → накидное колеса 24, соединенное с зубчатой рейкой $t = 2$, неподвижно закрепленной на консоли → шпиндельная бабка (П₃).

Скорость перемещения шпиндельной бабки зависит от скорости ручного вращения маховика, направление перемещения – от направления вращения маховика. Зажим бабки происходит гидравлически.

Группа $Vc(П_4)$ используется для вертикального, установочного перемещения консоли. Ее внутренняя связь:

вертикальная колонна → консоль (П₄).

Внешняя связь:

$M_2 \rightarrow 22/45 \rightarrow$ муфта $M_6 \rightarrow 16/48 \rightarrow$ тяговый вал \rightarrow консоль (П₄).

Скорость вертикального перемещения консоли определяется по УКЦ:

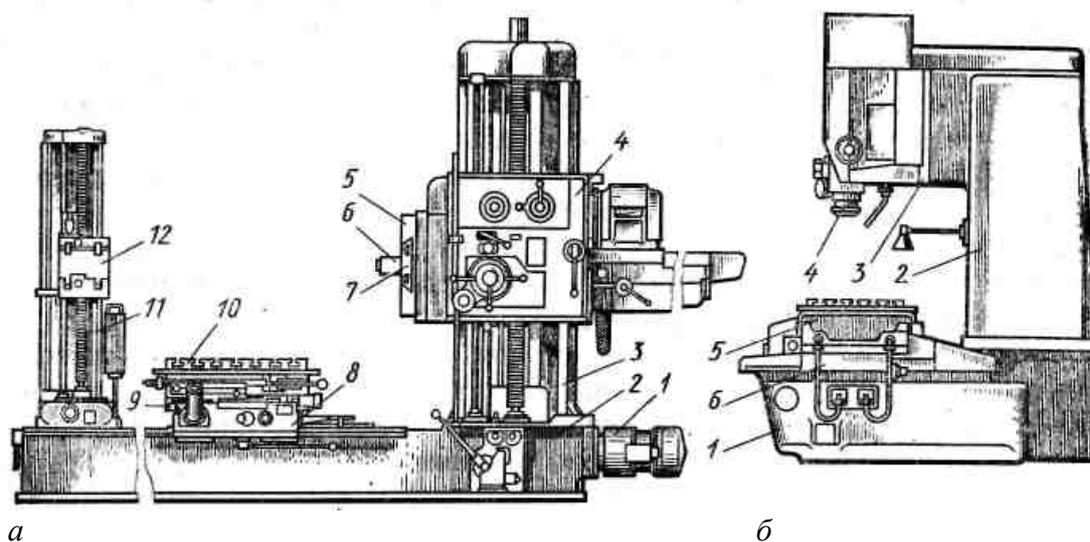
$$s_g = 1500 \cdot \frac{22}{45} \cdot \frac{16}{48} \cdot 0,005 = 1,2 \text{ м/мин.}$$

Направление перемещения консоли обеспечивается реверсированием электродвигателя. Другие параметры настройки – путь и исходное положение – задаются по упору. Муфта M_6 предохраняет привод механизма подъема от перегрузки.

На ходовом винте тягового вала имеются две гайки: гайка подъема 1 и гайка зажима 3 . При вращении ходового винта вначале гайка 1 будет вращаться свободно, а гайка 3 будет перемещаться вверх по винту, освобождая зажимное устройство консоли. При дальнейшем движении торцовые зубья гайки 3 войдут в зацепление с зубьями гайки 1 , вследствие этого вращение гайки 1 прекратится, и она начнет перемещаться вверх или вниз, в зависимости от направления вращения электродвигателя, вместе с консолью. При достижении гайкой нужной высоты электродвигатель изменит направление вращения, гайка зажима 3 будет двигаться в противоположном направлении, выйдет из зацепления с гайкой 1 , дойдет до нейтрального положения и зажмет консоль через систему рычагов.

7.2 Расточные станки

В группе расточных станков наиболее распространены горизонтально-расточные и координатно-расточные станки. На рисунке 7.6 приведена современная компоновка этих станков.



a – горизонтальный; *б* – вертикальный

Рисунок 7.6. – Расточные станки

Горизонтально-расточный станок (рисунок 7.6, *a*) содержит станину 2, имеющую коробчатую форму и внутренние ребра жесткости, на которой справа установлена стойка 3. По вертикальным направляющим стойки

перемещается уравновешенная шпиндельная бабка 4, в которой размещены механизм главного движения, механизм перемещения выдвижного шпинделя 6, механизм вращения планшайбы 5, механизм радиального перемещения суппорта 7 по пазу планшайбы. На горизонтальных направляющих станины 2 установлен стол 8 с зажимным устройством для фиксации положения салазок в продольном направлении. На поперечных направляющих установлен верхний суппорт 9 с поворотным столом 10 и зажимные устройства. В правой нижней части станины установлен привод подачи 1 станка. На станине установлена задняя стойка 11, с люнетом 12, который перемещается по вертикальным направляющим задней стойки вместе со шпиндельной бабкой.

Координатно-расточные станки по компоновке выполняют одностоечными и двухстоечными. Одностоечный станок (см. рисунок 7.6, б) содержит станину 1 с установленной на ней вертикальной стойкой 2 коробчатого сечения с V-образными направляющими. На направляющих стойки установлена уравновешенная грузом шпиндельная бабка 3, в которой размещены коробки скоростей и подач шпинделя 4. На направляющих станины установлены салазки 6, по которым в продольном направлении перемещается стол 5. На станине смонтированы приводы продольного и поперечного перемещений стола и салазок.

Координатно-расточные станки предназначены для обработки отверстий с высокой точностью и их взаимным расположением относительно базовых поверхностей в корпусных деталях, кондукторных плитах, штампах. На этих станках можно также производить разметочные операции. Точность линейных перемещений 2–8 мкм, угловых – до 5 мин. Станки необходимо устанавливать в термоконстантных помещениях с температурой воздуха $20 \pm 0,2$ °С.

Для точного отсчета координатных перемещений координатно-расточные станки снабжены различными механическими, оптико-механическими и электронными устройствами отсчета.

7.2.1 Универсальный горизонтально-расточный станок модели 2620В

Предназначен для обработки корпусных деталей. На станке производят растачивание, сверление, зенкерование и развертывание отверстий, прямую и обратную подрезку торцов, обрабатывают наружные и внутренние выточки, канавки, нарезают наружную и внутреннюю резьбы.

Техническая характеристика. Диаметр выдвижного шпинделя, определяющий основной размер станка, 90 мм; размеры стола 1120×1300 мм. Наибольшее перемещение стола: продольное 1090 мм, поперечное 1000 мм. Наибольшее вертикальное перемещение шпиндельной бабки 1000 мм.

Наибольшее осевое перемещение выдвижного шпинделя 710 мм. Пределы частот вращения: шпинделя – 12–2000 мин⁻¹, планшайбы 8–200 мин⁻¹. Пределы осевой подачи шпинделя – 2,2–1760 мм/мин. Пределы вертикальной подачи шпиндельной бабки и подачи стола 1,4–1110 мм/мин.

Кинематическая структура станка (рисунок 7.7) включает следующие простые группы: скорости резания $\Phi_v(B_1)$, осевой подачи выдвижного шпинделя $\Phi_{s1}(П_2)$, вертикального перемещения шпиндельной бабки и люнета $\Phi_{s2}(П_3)$, продольной подачи стола $\Phi_{s3}(П_4)$, поперечной подачи стола $\Phi_{s4}(П_5)$, подачи поворота стола $\Phi_{s5}(B_6)$, радиальной подачи суппорта планшайбы $\Phi_{s6}(П_7)$. В структуру станка входит также винторезная группа $\Phi_v(B_1П_8)$.

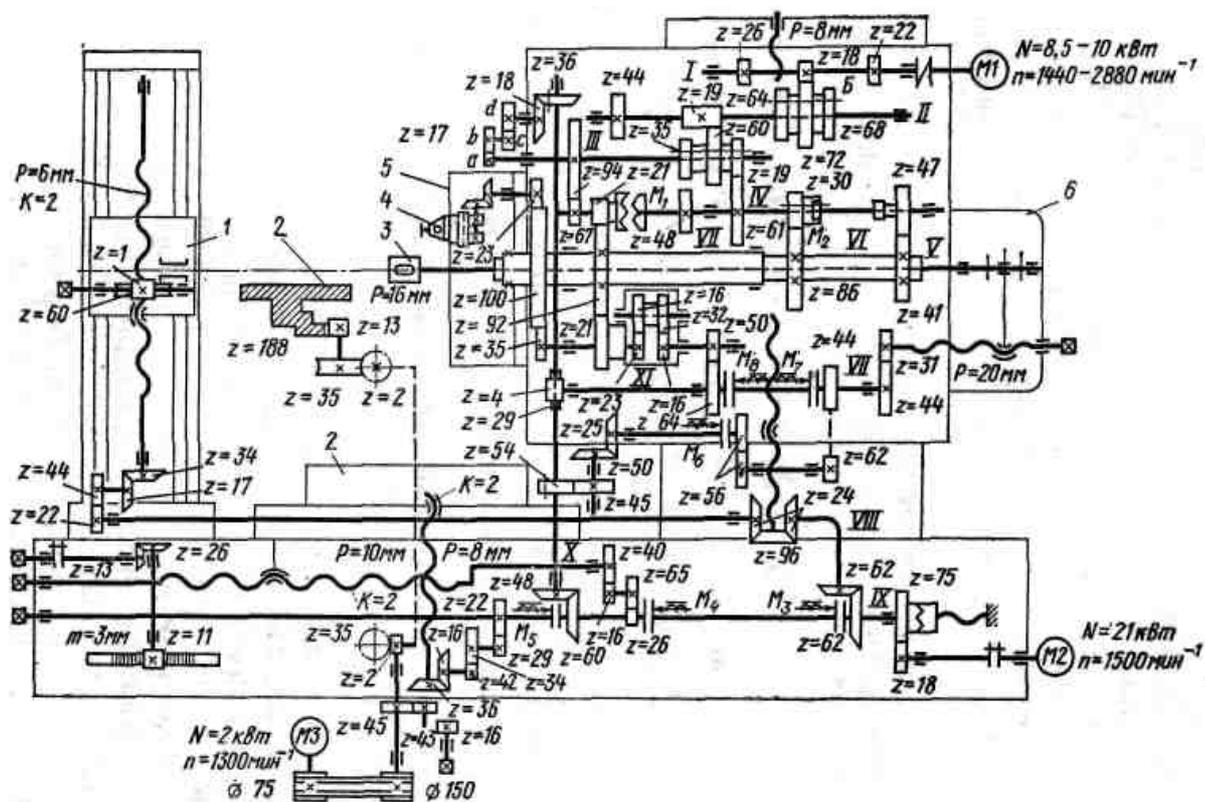


Рисунок 7.7. – Кинематическая схема горизонтально-расточного станка модели 2620В

Движение скорости резания сообщается шпинделю 3, несущему планшайбу 5. При этом полый вал VII планшайбы установлен в шпиндельной бабке 6 на подшипниковых опорах. В полном валу на подшипниках установлена гильза VI, в шлицевом отверстии которой смонтирован с возможностью осевого перемещения шпиндель 3. Поэтому группу $\Phi_v(B_1)$ можно рассматривать состоящей из двух простых групп $\Phi_{v1}(B_1)$ и $\Phi_{v2}(B_1)$, имеющих общий участок внешней связи от электродвигателя M_1 до вала IV.

Группа $\Phi_{v1}(B_1)$. Ее внутренняя связь имеет вид:

подшипниковые опоры полого вала VII → гильза VI со шпинделем 3 (B₁).

Внешняя связь – кинематическая цепь, выполненная в виде коробки частот вращения (орган настройки i_{v1}):

$$M_1 \rightarrow (18/77 \text{ или } 22/68 \text{ или } 26/64) \rightarrow (19/60 \text{ или } 44/35) \rightarrow \\ \rightarrow (19/61 \text{ или } 60/48) \rightarrow (30/86 \text{ или } 47/41) \rightarrow \text{шпиндель } 3 (B_1).$$

Группа настраивается: на скорость – коробкой скоростей (орган настройки i_v), на направление – реверсированием электродвигателя M_1 .

Расчетная цепь для органа настройки i_v совпадает с внешней связью. Поэтому РП имеют вид:

$$n_{m1} \text{ мин}^{-1} \text{ электродвигателя} \rightarrow n_{ш} \text{ мин}^{-1} \text{ шпинделя } (B_1).$$

УКЦ для минимальной и максимальной частот вращения шпинделя:

$$n_1 = 1440 \cdot \frac{18}{72} \cdot \frac{19}{60} \cdot \frac{19}{61} \cdot \frac{30}{86} = 12 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{24} = 2880 \cdot \frac{26}{64} \cdot \frac{44}{35} \cdot \frac{60}{48} \cdot \frac{47}{41} = 2000 \text{ мин}^{-1}.$$

Группа $\Phi_{v2}(B_1)$. Ее внутренняя связь имеет вид:

подшипниковые опоры шпиндельной бабки → вал VII планшайбы 5 (B₁).

Внешняя связь – кинематическая цепь, выполненная в виде коробки частот вращения (орган настройки i_{v2}):

$$M_1 \rightarrow (18/77 \text{ или } 22/68 \text{ или } 26/64) \rightarrow (19/60 \text{ или } 44/35) \rightarrow (19/61 \text{ или } 60/48) \rightarrow \\ \rightarrow \text{муфта } M_1 \rightarrow 21/92 \rightarrow \text{вал VII планшайбы 5 (B}_1).$$

Группа настраивается: на скорость – органом настройки i_{v2} , на направление – реверсированием электродвигателя M_1 .

Расчетная цепь для органа настройки i_v совпадает с внешней связью. Поэтому РП имеют вид:

$$n_{m1} \text{ мин}^{-1} \text{ электродвигателя} \rightarrow n_{пл} \text{ мин}^{-1} \text{ планшайбы } (B_1).$$

УКЦ для минимальной и максимальной частот вращения планшайбы:

$$n_1 = 1440 \cdot \frac{18}{72} \cdot \frac{19}{60} \cdot \frac{19}{61} \cdot \frac{21}{92} = 8 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{12} = 2880 \cdot \frac{26}{64} \cdot \frac{44}{35} \cdot \frac{60}{48} \cdot \frac{21}{92} = 200 \text{ мин}^{-1}.$$

Группа $\Phi_{s1}(П_2)$ осевой подачи выдвигного шпинделя 3 используется при растачивании отверстий. Ее внутренняя связь – поступательная пара:

шлицевая гильза VI → шпиндель 3 (П₂).

Внешняя связь – кинематическая цепь, связывающая регулируемый электродвигатель M_2 постоянного тока с TB (шаг 20 мм) шпинделя:

$$M_2 \rightarrow \text{муфта } M_5 \rightarrow 60/48 \rightarrow 4/29 \rightarrow 44/31 \rightarrow TB \rightarrow \text{шпиндель } (II_2).$$

Группа настраивается: на скорость и направление – соответственно изменением круговой частоты и направления вращения электродвигателя, на путь и исходное положение – по упорам (лимбу).

РП для определения подачи шпинделя:

$$n_{M_2} \text{ мин}^{-1} \text{ электродвигателя } M_2 \rightarrow s_{ш} \text{ мм/мин шпинделя } (II_2).$$

Наибольшая подача шпинделя (УКЦ):

$$s_{ш} = 1500 \cdot \frac{18}{75} \cdot \frac{60}{48} \cdot \frac{4}{29} \cdot \frac{44}{31} \cdot (t_{TB} = 20) = 1760 \text{ мм/мин.}$$

Группа $\Phi_{s2}(II_3)$ вертикального перемещения шпиндельной бабки 6 и люнета 1. Ее внутренняя связь:

$$\begin{aligned} &\text{вертикальные направляющие передней и задней стоек} \rightarrow \\ &\rightarrow \text{шпиндельная бабка 6 } (II_3) \text{ и люнет 1 } (II_3). \end{aligned}$$

Внешняя связь – две параллельные, равнозначные кинематические цепи, имеющие общий участок от электродвигателя M_2 до вала VIII:

$$\begin{aligned} &M_2 \rightarrow \text{муфта } M_3 \rightarrow 18/75 \rightarrow 62/62 \rightarrow 24/96 \rightarrow TB \\ &(\text{двухзаходный ходовой винт с шагом 8 мм}) \rightarrow \text{шпиндельная бабка } (II_3) \\ &\text{и } 24/96 \rightarrow 96/24 \rightarrow 22/44 \rightarrow 17/34 TB \\ &(\text{двухзаходный ходовой винт с шагом 8 мм}) \rightarrow \text{люнет } (II_3). \end{aligned}$$

Скорость вертикального перемещения исполнительных органов группы задается посредством изменения круговой частоты электродвигателя, а направление перемещения – реверсированием электродвигателя. Величина перемещения задается по упорам.

Группа $\Phi_{s3}(II_4)$ продольной подачи стола 2. Внутренняя связь группы:

$$\text{направляющие станины} \rightarrow \text{продольный стол 2 } (II_4).$$

Внешняя связь:

$$\begin{aligned} &M_2 \rightarrow 18/75 \rightarrow \text{муфты } M_3 \text{ и } M_4 \rightarrow 26/65 \rightarrow 16/40 \rightarrow \\ &\rightarrow TB(\text{двухзаходный ходовой винт с шагом 10 мм}) \rightarrow \text{стол 2 } (II_4). \end{aligned}$$

Продольная подача стола задается посредством изменения круговой частоты электродвигателя, а направление перемещения – реверсированием электродвигателя. Величина перемещения задается по упорам.

Группа $\Phi_{s4}(II_5)$ поперечной подачи стола. Внутренняя связь группы:

$$\text{направляющие продольного стола 2} \rightarrow \text{поперечный стол } (II_5).$$

Внешняя связь:

$M_2 \rightarrow 18/75 \rightarrow \text{муфты } M_3 \text{ и } M_4 \rightarrow 22/29 \rightarrow 34/42 \rightarrow 16/32 \rightarrow$
 $\rightarrow \text{ТВ (двухзаходный ходовой винт с шагом 8 мм)} \rightarrow \text{поперечный стол (П}_5\text{)}.$

Параметры поперечной подачи стола задаются так же, как параметры продольной подачи стола.

Ненастраиваемая группа $\Phi_{s5}(П_6)$ подачи поворота стола. Внутренняя связь:

круговые направляющие \rightarrow стол (B_6).

Внешняя связь:

$M_3 \rightarrow 75/150 \rightarrow 2/35 \rightarrow 13/188 \rightarrow \text{стол (} B_6\text{)}.$

Частота вращения стола равна:

$$1300 \cdot \frac{75}{150} \cdot \frac{2}{35} \cdot \frac{13}{188} = 3,8 \text{ мин}^{-1}.$$

Группа $\Phi_{s6}(П_7)$ радиальной подачи суппорта 4 планшайбы 5. Внутренняя связь группы:

радиальные направляющие на планшайбе 5 \rightarrow суппорт 4.

Внешняя связь – кинематическая цепь:

$M_2 \rightarrow 18/75 \rightarrow \text{муфта } M_5 \rightarrow 60/48 \rightarrow 4/29 \rightarrow \text{муфта } M_8 \rightarrow$
 $\rightarrow 64/50 \rightarrow 16/32 \rightarrow 16/23 \rightarrow 35/100 \rightarrow 100/23 \rightarrow 17/17 \rightarrow$
 $\rightarrow \text{ТВ (передача винт-гайка, шаг 16 мм)} \rightarrow \text{суппорт 4 (П}_7\text{)}.$

Параметры радиальной подачи суппорта 4 задаются так же, как параметры продольной и поперечной подачи стола 2. Радиальную подачу суппорта можно осуществлять как при вращающейся, так и при невращающейся планшайбе.

Сложная винторезная группа $\Phi_v(B_1П_8)$ используется для нарезания наружной и внутренней резьбы резцом. Для этого на шпиндель 3 устанавливают приспособление с резьбовым резцом. Внутренняя связь группы – кинематическая цепь:

шпиндель (B_1) $\rightarrow (86/30 \text{ или } 41/47) \rightarrow 67/94 \rightarrow (i_x = a/b \cdot c/d) \rightarrow 18/36 \rightarrow$
 $\rightarrow 4/29 \rightarrow 44/31 \rightarrow \text{ТВ (ходовой винт, шаг 20 мм)} \rightarrow \text{шпиндель 3 (П}_8\text{)}.$

Внешняя связь – кинематическая цепь, связывающая электродвигатель M_1 со звеном соединения связей – шлицевой гильзой IV:

$M_1 \rightarrow (18/77 \text{ или } 22/68 \text{ или } 26/64) \rightarrow (19/60 \text{ или } 44/35) \rightarrow$
 $\rightarrow (19/61 \text{ или } 60/48) \rightarrow \text{шлицевая гильза IV}.$

Группа настраивается на траекторию – гитарой ($i_x = a/b \cdot c/d$), на скорость – коробкой частот вращения шпинделя; на направление – реверсом, совмещенном с гитарой i_x ; на путь и исходное положение – по лимбу.

Гитара i_x . Расчетная цепь совпадает с внутренней связью группы. Поэтому РП:

1 оборот шпинделя (B_1) \rightarrow t мм осевого перемещения шпинделя (Π_8).

УКЦ:

$$t = 1 \cdot \left(\frac{86}{30} \text{ или } \frac{41}{47} \right) \cdot \frac{67}{94} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{18}{36} \cdot \frac{4}{29} \cdot \frac{44}{31} \cdot 20.$$

ФН:

$$i_{x1} = \frac{t}{4}; \quad i_{x2} = \frac{t}{1,22}.$$

Все виды подач можно также осуществлять вручную посредством рукояток, устанавливаемых на квадраты, выполненные на концах тяговых валов.

7.2.2 Координатно-расточный станок модели 2Д450АМФ2

На станке производят практически все виды сверлильных и расточных работ, в т.ч. тонкое растачивание. Можно производить чистовое фрезерование поверхностей и фрезеровать канавки и нарезать резьбу метчиками. Можно использовать в качестве измерительных машин для контроля линейных размеров по трем осям, угловых и межцентровых размеров. Можно осуществлять разметку на металлических поверхностях.

При работе по программе предусмотрены следующие режимы: автоматический, полуавтоматический и ввод информации вручную.

Техническая характеристика. Наибольший диаметр сверления 30 мм; наибольший диаметр расточки 200 мм. Наибольшее продольное перемещение стола 1000 мм; поперечное 630 мм. Точность установки координат вручную 0,006 мм; по программе – 0,01 мм. Пределы частот вращения шпинделя 32–2000 мин⁻¹; пределы рабочих подач шпинделя 2=250 мм/мин.

Кинематическая структура станка (рисунок 7.8) состоит из следующих групп: скорости резания (круговой частоты вращения шпинделя) $\Phi_v(B_1)$, вертикальной подачи шпинделя $\Phi_{s1}(\Pi_2)$, продольной подачи стола $\Phi_{s2}(\Pi_3)$, поперечной подачи стола $\Phi_{s3}(\Pi_4)$.

Группа скорости резания $\Phi_v(B_1)$. Внутренняя связь:

$$\text{гильза 4} \rightarrow \text{шпиндель 1 (} B_1 \text{)}.$$

Внешняя связь:

$M_1 \rightarrow 166/182 \rightarrow 33/70 \rightarrow$ двойной блок 3 зубчатых колес
(70/40 или 19/55) \rightarrow шпиндель (B_1).

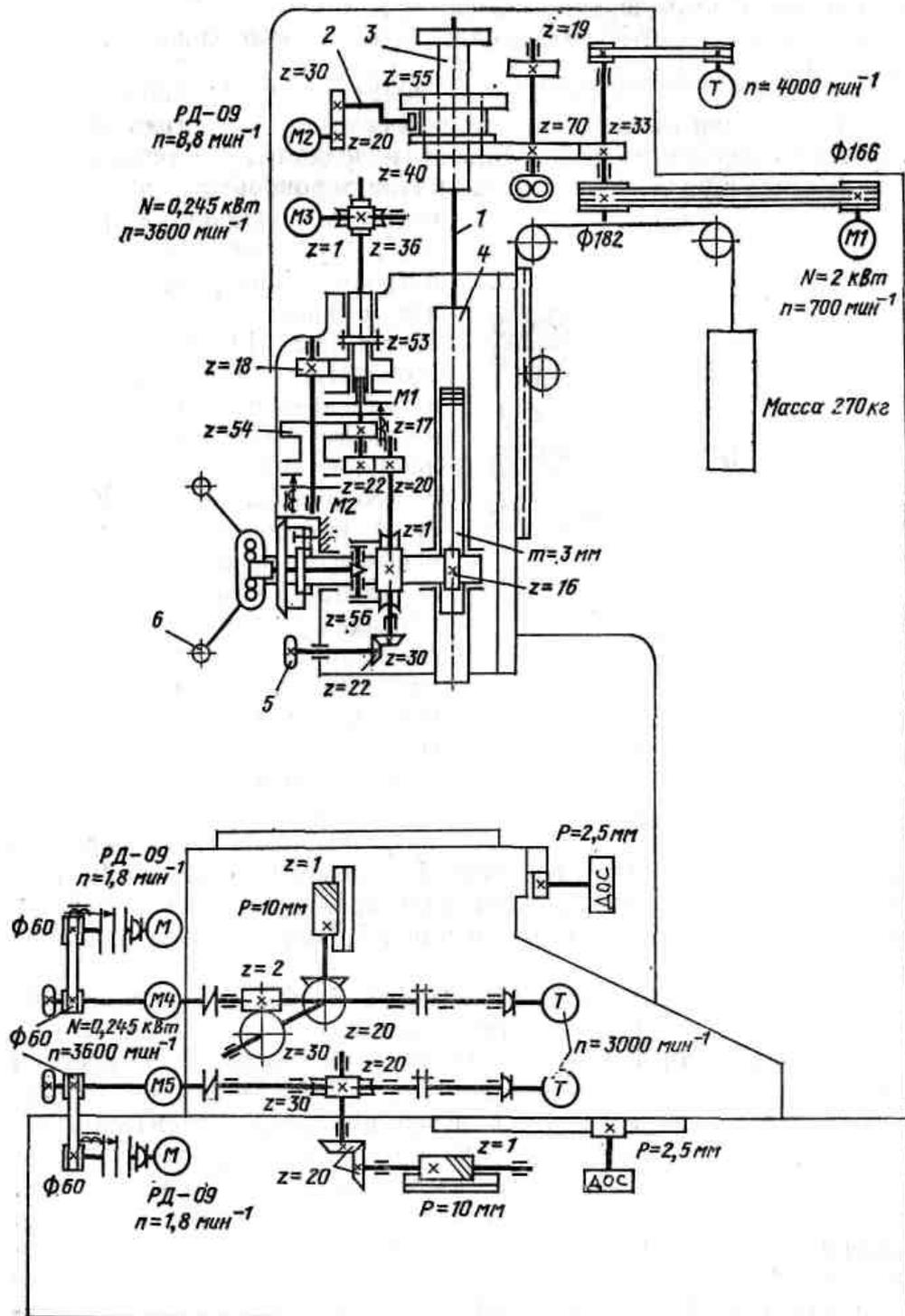


Рисунок 7.8. – Кинематическая схема координатно-расточного станка модели 2Д45АМФ2

Группа настраивается на скорость – изменением круговой частоты регулируемого электродвигателя M_1 постоянного тока и двойным блоком зубчатых колес (70/40 или 19/55). Двойной блок используется для расширения бесступенчатого диапазона регулирования круговой частоты шпинделя. Переключение ступеней двойного блока 3 по программе осуществляется эксцентриком 2 , получающим вращение от электродвигателя M_2 через передачу 20/30. Входной вал двойного блока обеспечивает также вращение шестеренного насоса для подачи смазочно-охлаждающей жидкости в зону резания.

В схеме управления электродвигателя M_1 в качестве датчика обратной связи используется тахогенератор T , получающий вращательное движение через ременную передачу от входного вала привода круговой частоты.

Группа вертикальной подачи шпинделя $\Phi_{s1}(П_2)$. Внутренняя связь:

направляющие вертикальной стойки \rightarrow гильза 4 шпинделя ($П_2$).

Внешняя связь имеет две параллельные ветви: одну для рабочих подач, а другую – для ускоренных, включаемых муфтами соответственно M_1 и M_2 .

Внешняя связь рабочих подач имеет вид:

$M_3 \rightarrow 1/36 \rightarrow \text{муфта } M_1 \rightarrow 22/20 \rightarrow 1/56 \rightarrow$
 $\rightarrow ТВ \text{ (зубчато-реечная передача колесо 16-рейка гильзы 4)} \rightarrow \text{гильза } (П_2)$.

Движение рабочих подач настраивается на скорость – изменением круговой частоты электродвигателя M_3 постоянного тока; на направление – реверсированием электродвигателя.

УКЦ рабочих вертикальных подач шпинделя имеет вид:

$$s_v = n_{M3} \cdot 1/36 \cdot 22/20 \cdot 1/56 \cdot \pi t z \text{ мм/мин.}$$

Внешняя связь ускоренных подач имеет вид:

$M_3 \rightarrow 1/36 \rightarrow \text{муфта } M_2 \rightarrow 53/18 \rightarrow 54/17 \rightarrow 22/20 \rightarrow 1/56 \rightarrow$
 $\rightarrow ТВ \text{ (зубчато-реечная передача колесо 16-рейка гильзы 4)} \rightarrow \text{гильза } (П_2)$.

УКЦ ускоренных вертикальных подач имеет вид:

$$s_{v, уск.} = n_{M3} \cdot 1/36 \cdot 53/18 \cdot 54/17 \cdot 22/20 \cdot 1/56 \cdot \pi t z \text{ мм/мин.}$$

Медленное ручное перемещение шпинделя осуществляют вращением маховика 5 , а ускоренное – рукояткой 6 .

Группы $\Phi_{s2}(П_3)$ и $\Phi_{s3}(П_4)$ соответственно продольной и поперечной подач стола, используемые при фрезеровании и позиционировании при установке координат, выполнены одинаково. Это упрощает систему

управления и обслуживания станка. Поэтому рассмотрим только одну из этих групп.

Группа продольной подачи стола $\Phi_{s2}(П_3)$. Внутренняя связь:

направляющие станины \rightarrow продольный стол ($П_3$).

Внешняя связь, кинематическая цепь, связывающая управляемый электродвигатель постоянного тока M_5 с продольным столом, являющимся звеном соединения связей:

$M_5 \rightarrow 2/30 \rightarrow 20/20 \rightarrow$
 TB (червячно-реечная передача с однозаходным червяком, шаг 10 мм) \rightarrow
 \rightarrow продольный стол ($П_3$).

Группа настраивается на скорость (рабочую и ускоренную подачи) и направление – изменением круговой частоты электродвигателя и его реверсированием; на путь и исходное положение – по программе.

Ротор электродвигателя соединен посредством ременной передачи с реактивным электродвигателем РД-09. Эта связь для повышения точности позиционирования включается по программе посредством электромагнитной муфты в периоды разгона и торможения движения стола.

УКЦ продольных подач и ускоренных перемещений имеет вид:

$$s_{прод.} = n_{M5} \cdot 2/30 \cdot 20/20 \cdot (t_{TB} = 10).$$

Контроль пути перемещения стола осуществляется датчиком обратной связи (ДОС), преобразующим перемещение в импульсный сигнал. Этот сигнал подается в блок сравнения системы управления для коррекции сигнала управления движением.

Оснастка станка включает расточные головки, рискообразователь, центроискатель, установочный центр, патроны, поворотный делительный стол.

На рисунке 7.9 показан центроискатель с индикатором, используемый для совмещения центра отверстия или цилиндрического буртика детали с осью шпинделя станка.

К коническому хвостовику 1 центроискателя, устанавливаемого в шпиндель, прикреплена линейка 3, в направляющих которой перемещается корпус 2, несущий индикатор 12, щуп 8 с рычагом 7 и шток 5 с пружиной 6. При совмещении центра отверстия щуп 8 прижимают к цилиндрической поверхности 9 силой пружины индикатора через измерительный измерительный наконечник 11 и рычаг, качающийся на оси 10. При выверке наружных поверхностей щуп прижимают к поверхности силой пружины 6 через шток 5 и рычаг 7, для чего поворачивают головку 4 на 90° .

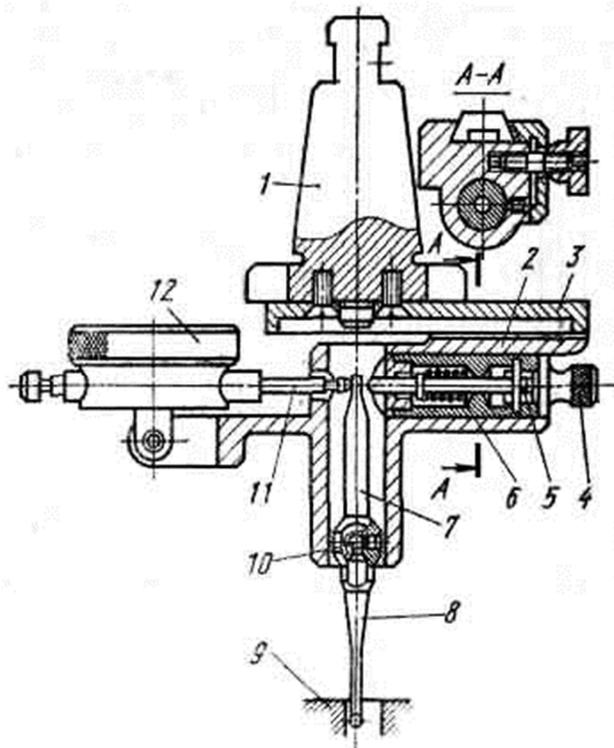


Рисунок 7.9. – Центроискатель

Современная тенденция модернизации координатно-расточных станков:

- использование в приводе скорости резания вместо регулируемого электродвигателя постоянного тока синхронного электродвигателя с частотным регулированием;
- использование в приводах подач крестового стола вместо реактивных электродвигателей серии РД с отдельными тахогенераторами синхронными электродвигателями с частотным регулированием;
- использование в приводах подач крестового стола в качестве тяговых валов передачи винт–гайка с телами качения;
- оснащение станков контурной системой ЧПУ типа CNC.

Глава 8 ФРЕЗЕРНЫЕ СТАНКИ

8.1 Общие сведения о фрезерных станках

Фрезерные станки предназначены для обработки наружных и внутренних плоскостей, фасонных поверхностей, уступов, пазов, прямых и винтовых канавок, шлицев валов, зубьев цилиндрических и конических колес и т.п.

Различают две основные группы фрезерных станков: универсальные, или общего назначения, и специализированные. К первым относятся горизонтально-фрезерные, вертикально-фрезерные, широкоуниверсальные и продольно-фрезерные, ко вторым – шпоночно-фрезерные, карусельно-фрезерные, копировальные, гравировальные и т.п.

Основным размером, характеризующим фрезерные станки общего назначения, является размер рабочей поверхности стола.

Станки общего назначения делятся на консольные и бесконсольные. Наиболее распространены консольно-фрезерные станки, к которым относятся горизонтально-, вертикально- и широкоуниверсальные станки. На этих станках стол перемещается в трех взаимно перпендикулярных направлениях. Широкоуниверсальные станки в отличие от универсальных имеют дополнительный шпиндель, поворачивающийся вокруг вертикальной и горизонтальной осей, или два шпинделя: вертикальный и горизонтальный.

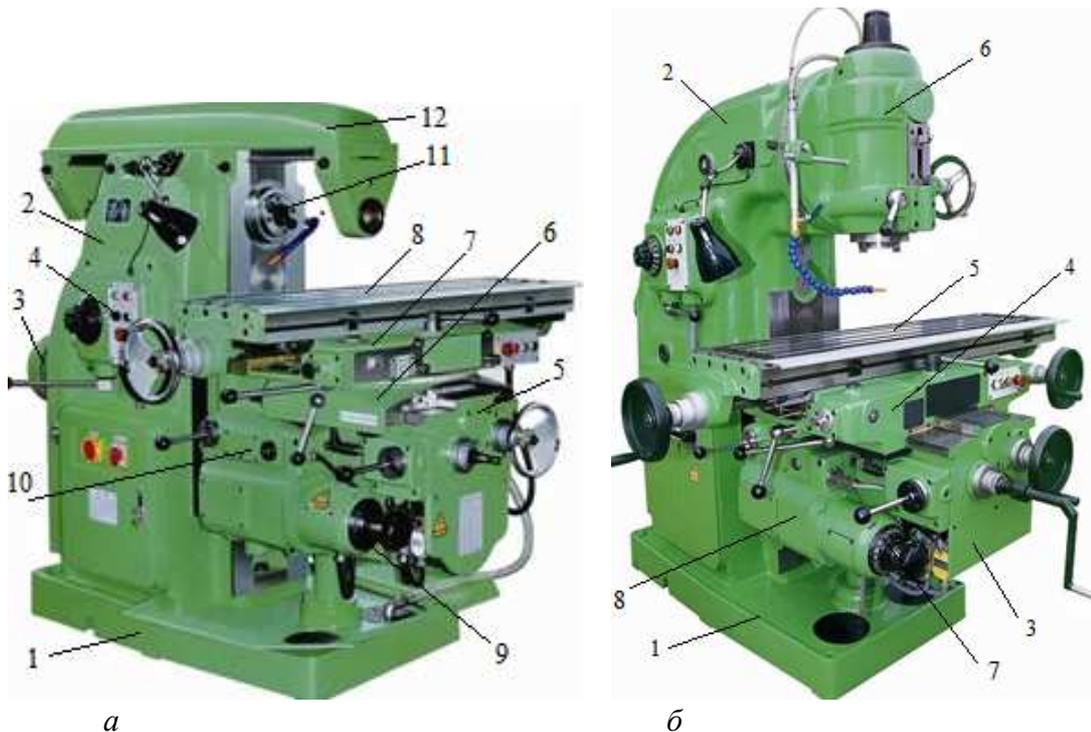
Бесконсольно-фрезерные станки применяют для фрезерования крупногабаритных деталей. Стол таких станков движется по двум взаимно перпендикулярным направлениям в горизонтальной плоскости, а шпиндельная бабка перемещается в вертикальном направлении.

Продольно-фрезерные станки предназначены для обработки плоскостей крупногабаритных базовых корпусных деталей, устанавливаемых на продольном столе. Как правило, одновременно обрабатывается не менее двух одинаковых заготовок. На базе этих станков выпускаются также продольно-шлифовальные станки. Современные станки этой группы оснащаются прямоугольной системой ЧПУ обычно класса NC.

На карусельно-фрезерных станках заготовки устанавливают на вращающемся столе, а припуск срезают одной или двумя фрезами.

Горизонтально- и вертикально-фрезерные станки обычно проектируются на одной базе и поэтому имеют много унифицированных узлов и деталей. Эти станки выпускаются как с ручным управлением, так и оснащаются системами ЧПУ, как правило, класса CNC.

На рисунке 8.1 приведен общий вид современных консольных фрезерных станков.



***a* – горизонтально-фрезерный; *б* – вертикально-фрезерный**

Рисунок 8.1. – Универсальные консольные фрезерные станки

Консольный горизонтально-фрезерный станок характеризуется горизонтальным расположением шпинделя (см. рисунок 8.1, *a*). На фундаментной плите *1* установлена вертикальная станина *2*, внутри которой размещена группа круговой частоты шпинделя (скорости резания) с отдельным электродвигателем *3* и коробкой скоростей *4*. На вертикальных направляющих станины смонтирована консоль *5* с возможностью перемещения по этим направляющим. На горизонтальных направляющих консоли установлены поперечные салазки *6*, поворотная плита *7*, на направляющих которой установлен продольный стол *8*. Поворотная плита позволяет в случае необходимости поворачивать продольный стол в горизонтальной плоскости на требуемый угол при обработке деталей. В отличие от универсальных простых станки этого типа поворотной плиты не имеют. Группа подачи размещена в консоли *5* и состоит из коробки подач *10* с отдельным электродвигателем *9* и механизмов коммутации в трех взаимно перпендикулярных плоскостях.

Короткие фрезерные оправки вставляют непосредственно в конусное отверстие шпинделя *11* и закрепляют шомполом, проходящем через отверстие в шпинделе. Длинные оправки требуют дополнительной опоры. Поэтому один конец такой оправки закрепляют в шпинделе, а второй располагают в подшипнике подвески хобота *12*. В направляющих хобота могут быть

предусмотрены съемные подвески с центром или с подшипником. На хоботе могут быть закреплены также две поддержки, нижние концы которых связаны с консолью. Эти поддержки служат для увеличения жесткости консоли.

Вертикально-фрезерный станок (см. рисунок 8.1, б) отличается от рассмотренного вертикальным расположением шпинделя. Поэтому в кинематической структуре привода частоты вращения шпинделя добавлена коническая зубчатая передача, изменена конструкция шпиндельного узла и верхней части станины. На фундаментной плите 1 этого станка установлена станина 2, внутри которой размещена группа круговой частоты шпинделя (скорости резания) с отдельным электродвигателем 3 и коробкой скоростей 4. На вертикальных направляющих станины 2 смонтирована консоль 3 с возможностью перемещения по этим направляющим. На горизонтальных направляющих консоли 3 смонтированы салазки 4, на направляющих которых установлен продольный стол 5. В верхней части станины смонтирована шпиндельная головка 7 с вертикальной осью вращения шпинделя. Группа подачи размещена в консоли 3 и состоит из коробки подач 8 с отдельным электродвигателем 7 и механизмов коммутации в трех взаимно перпендикулярных плоскостях.

Современные вертикально-фрезерные станки могут оснащаться 6-позиционными револьверными головками, например, станок модели 6P12PФ3.

8.1.1 Консольный горизонтально-фрезерный станок модели 6P82

Предназначен для выполнения всех видов фрезерной обработки, включая при использовании в качестве дополнительной технологической оснастки универсальных делительных головок нарезание цилиндрических и конических зубчатых колес и винтовых канавок.

Техническая характеристика. Рабочая поверхность стола 1250×320 мм. Пределы частот вращения шпинделя 31,5–1600 мин⁻¹. Пределы подач: продольных и поперечных 25–125, вертикальных 8,3–416 мм/мин. Наибольшие перемещения стола: продольное 800, поперечное 250, вертикальное 380 мм.

Кинематическая структура станка (рисунок 8.2) включает группу скорости резания (главное движение) $\Phi_v(B_1)$ и три группу подач стола: продольной $\Phi_{s1}(П_2)$, поперечной $\Phi_{s2}(П_3)$, вертикальной $\Phi_{s3}(П_4)$, имеющих общую коробку подач.

Группа скорости резания $\Phi_v(B_1)$. Внутренняя связь группы имеет вид:

подшипниковые опоры станины → шпиндель $V(B_1)$.

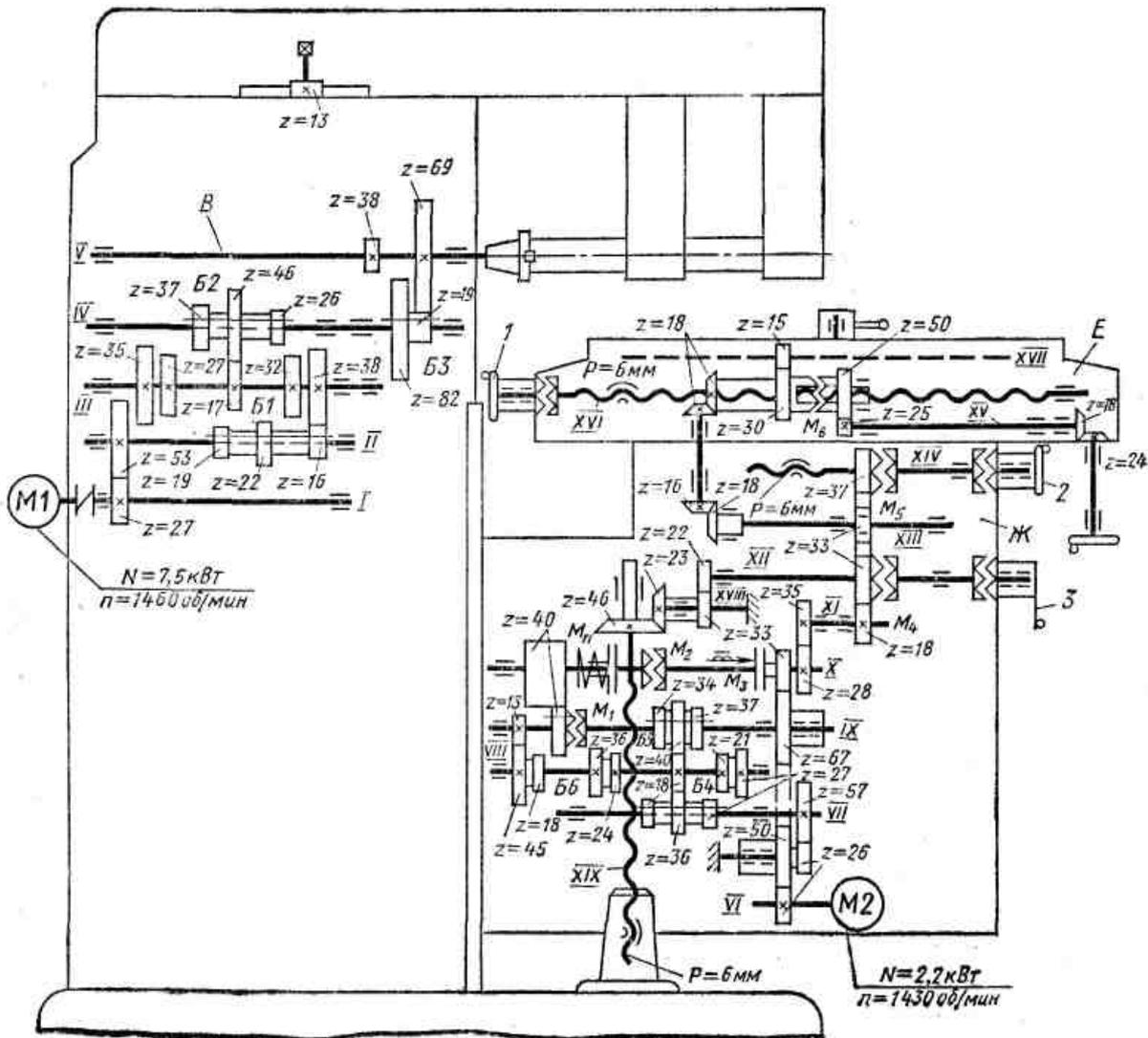


Рисунок 8.2. – Кинематическая схема горизонтально-фрезерногостанка модели 6P82

Внешняя связь выполнена в виде унифицированной коробки скоростей:

$M1 \rightarrow 27/53 \rightarrow$ трехколесный блок $B1 \rightarrow$ трехколесный блок $B2 \rightarrow$
 \rightarrow двухколесный блок $B3 \rightarrow$ шпиндель (B_1).

Группа настраивается: на скорость – переключением блоков $B1$, $B2$, $B3$; на направление – реверсированием электродвигателя $M1$.

УКЦ для наименьшей и наибольшей круговой частоты шпинделя:

$$n_1 = 1460 \cdot \frac{27}{53} \cdot \frac{16}{38} \cdot \frac{17}{46} \cdot \frac{19}{69} = 31,5 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{18} = 1460 \cdot \frac{27}{53} \cdot \frac{22}{32} \cdot \frac{38}{26} \cdot \frac{82}{38} = 1600 \text{ мин}^{-1}.$$

Группы подач $\Phi_{s1}(П_2)$, $\Phi_{s2}(П_3)$, $\Phi_{s3}(П_4)$ объединены общей унифицированной 18-ступенчатой коробкой подач (КП) с перебором. Ее структура имеет вид:

$M2 \rightarrow 26/50 \rightarrow 26/57 \rightarrow B4$ (18/36 или 36/18 или 27/27) \rightarrow
 $\rightarrow B5$ (18/40 или 21/37 или 24/34) $\rightarrow 40/40$ (муфта M_1 включена)
 или перебор (колесо 40 на валу IX смещено влево) $\rightarrow 13/45 \rightarrow 18/40 \rightarrow$
 $\rightarrow 40/40 \rightarrow$ выходной вал X коробки подач.

С выходного вала X через предохранительную муфту M_n при включенной муфте M_2 и выключенной муфте M_3 движение сообщается ТВ исполнительных органов групп подач посредством зубчатых передач.

Быстрое перемещение исполнительных органов обеспечивается также с выходного вала КП при включении фрикционной муфты M_3 (муфта M_2 выключена). Структура цепи ускоренных перемещений имеет вид:

$M2 \rightarrow 26/50 \rightarrow 50/67 \rightarrow 67/33 \rightarrow$ выходной вал X коробки подач.

Группа продольной подачи стола $\Phi_{s1}(П_2)$. Внутренняя связь:

направляющие поперечных салазок \rightarrow продольный стол
(на схеме повернут на 90°) $\rightarrow (П_2)$.

Внешняя связь:

$M2 \rightarrow КП \rightarrow 28/35 \rightarrow 18/33 \rightarrow 33/33 \rightarrow 18/16 \rightarrow 18/18$
 муфта M_6 включена $\rightarrow ТВ XVI$ ($P_{ТВ} = 6$ мм) \rightarrow продольный стол ($П_2$).

Группа настраивается на скорость – КП, на путь и исходное положение по лимбу (упору), на направление – реверсированием электродвигателя.

Для устранения зазора в механизме ТВ на его ходовом винте XVI установлены две гайки, одна из них (правая) зафиксирована штифтами, другая, упираясь торцом в правую гайку, при повороте ее посредством рукоятки через передачи 24/18 и 25/50 устраняет зазор в передаче винт–гайка.

На гайке жестко установлена шестерня 30, зацепленная с шестерней 15 вала XVII, с которым соединяется делительная головка.

УКЦ для минимальной продольной подачи стола:

$$s_{1\text{прод.}} = 1430 \cdot \frac{26}{50} \cdot \frac{26}{57} \cdot \frac{18}{36} \cdot \frac{18}{40} \cdot \frac{13}{45} \cdot \frac{18}{40} \cdot \frac{40}{40} \cdot \frac{28}{35} \cdot \frac{18}{33} \cdot \frac{33}{33} \cdot \frac{18}{16} \cdot \frac{18}{18} \cdot 6 =$$

$$= 25 \text{ мм/мин.}$$

УКЦ для ускоренного хода стола:

$$s_{\text{прод.уск.}} = 1430 \cdot \frac{26}{50} \cdot \frac{50}{67} \cdot \frac{67}{33} \cdot \frac{28}{35} \cdot \frac{18}{33} \cdot \frac{33}{33} \cdot \frac{18}{16} \cdot \frac{18}{18} \cdot 6 = 3000 \text{ мм/мин.}$$

Ручная подача продольного стола осуществляется маховиком 1.

Группа поперечной подачи $\Phi_{s2}(П_3)$. Внутренняя связь:

горизонтальные направляющие консоли → поперечные салазки (П₃).

Внешняя связь:

$M2 \rightarrow КП \rightarrow 28/35 \rightarrow 18/33 \rightarrow 33/33 \rightarrow 33/37$ муфта M_5 включена →
→ $ТВХIV$ ($P_{ТВ} = 6$ мм) → поперечные салазки (П₃).

Группа настраивается на скорость – КП, на путь и исходное положение по лимбу (упору), на направление – реверсированием электродвигателя.

УКЦ для минимальной поперечной подачи салазок:

$$s_{1non.} = 1430 \cdot \frac{26}{50} \cdot \frac{26}{57} \cdot \frac{18}{36} \cdot \frac{18}{40} \cdot \frac{13}{45} \cdot \frac{18}{40} \cdot \frac{40}{40} \cdot \frac{28}{35} \cdot \frac{18}{33} \cdot \frac{33}{33} \cdot \frac{33}{37} \cdot 6 = \\ = 25 \text{ мм/мин.}$$

УКЦ для ускоренного хода салазок:

$$s_{non.уск.} = 1430 \cdot \frac{26}{50} \cdot \frac{50}{67} \cdot \frac{67}{33} \cdot \frac{28}{35} \cdot \frac{18}{33} \cdot \frac{33}{33} \cdot \frac{33}{37} \cdot 6 = 3000 \text{ мм/мин.}$$

Ручная подача поперечных салазок осуществляется маховиком 2.

Группа вертикальной подачи $\Phi_{s3}(П_4)$. Внутренняя связь:

вертикальные направляющие станины → консоль (П₃).

Внешняя связь:

$M2 \rightarrow КП \rightarrow 28/35 \rightarrow 18/33 \rightarrow 22/33 \rightarrow 23/46$ муфта M_4 включена →
→ $ТВХIX$ ($P_{ТВ} = 6$ мм) → консоль (П₃).

Группа настраивается на скорость – КП, на путь и исходное положение по лимбу (упору), на направление – реверсированием электродвигателя.

УКЦ для минимальной вертикальной подачи консоли:

$$s_{1vert.} = 1430 \cdot \frac{26}{50} \cdot \frac{26}{57} \cdot \frac{18}{36} \cdot \frac{18}{40} \cdot \frac{13}{45} \cdot \frac{18}{40} \cdot \frac{40}{40} \cdot \frac{28}{35} \cdot \frac{18}{33} \cdot \frac{23}{33} \cdot \frac{23}{46} \cdot 6 = \\ = 8,3 \text{ мм/мин.}$$

УКЦ для ускоренного хода консоли:

$$s_{vert.уск.} = 1430 \cdot \frac{26}{50} \cdot \frac{50}{67} \cdot \frac{67}{33} \cdot \frac{28}{35} \cdot \frac{18}{33} \cdot \frac{23}{33} \cdot \frac{23}{46} \cdot 6 = 1000 \text{ мм/мин.}$$

Ручная подача консоли осуществляется маховиком 3.

8.1.2 Бесконсольный вертикально-фрезерный станок с крестовым столом модели 6560

Предназначен для фрезерования различных крупногабаритных деталей торцовыми, цилиндрическими и фасонными фрезами. На станке можно обрабатывать плоские вертикальные и горизонтальные поверхности, пазы, углы, рамки и т.п.

Техническая характеристика. Размеры рабочей поверхности стола 1600х630 мм. Число частот вращения шпинделя 18; пределы частот вращения 25–1250 мин⁻¹. Пределы подач: крестового стола продольные и поперечные 10–1500 мм/мин; шпиндельной бабки вертикальные 3–500 мм/мин. Регулирование подач бесступенчатое. Ускоренный ход: крестового стола продольный и поперечный 500 мм/мин; шпиндельной бабки вертикальный 830 мм/мин.

Кинематическая структура станка (рисунок 8.3) содержит группу скорости резания $\Phi_v(B_1)$ и три группы подач: продольной подачи крестового стола $\Phi_{s1}(П_2)$, поперечной подачи крестового стола $\Phi_{s2}(П_3)$, вертикальной подачи шпиндельной бабки $\Phi_{s3}(П_4)$.

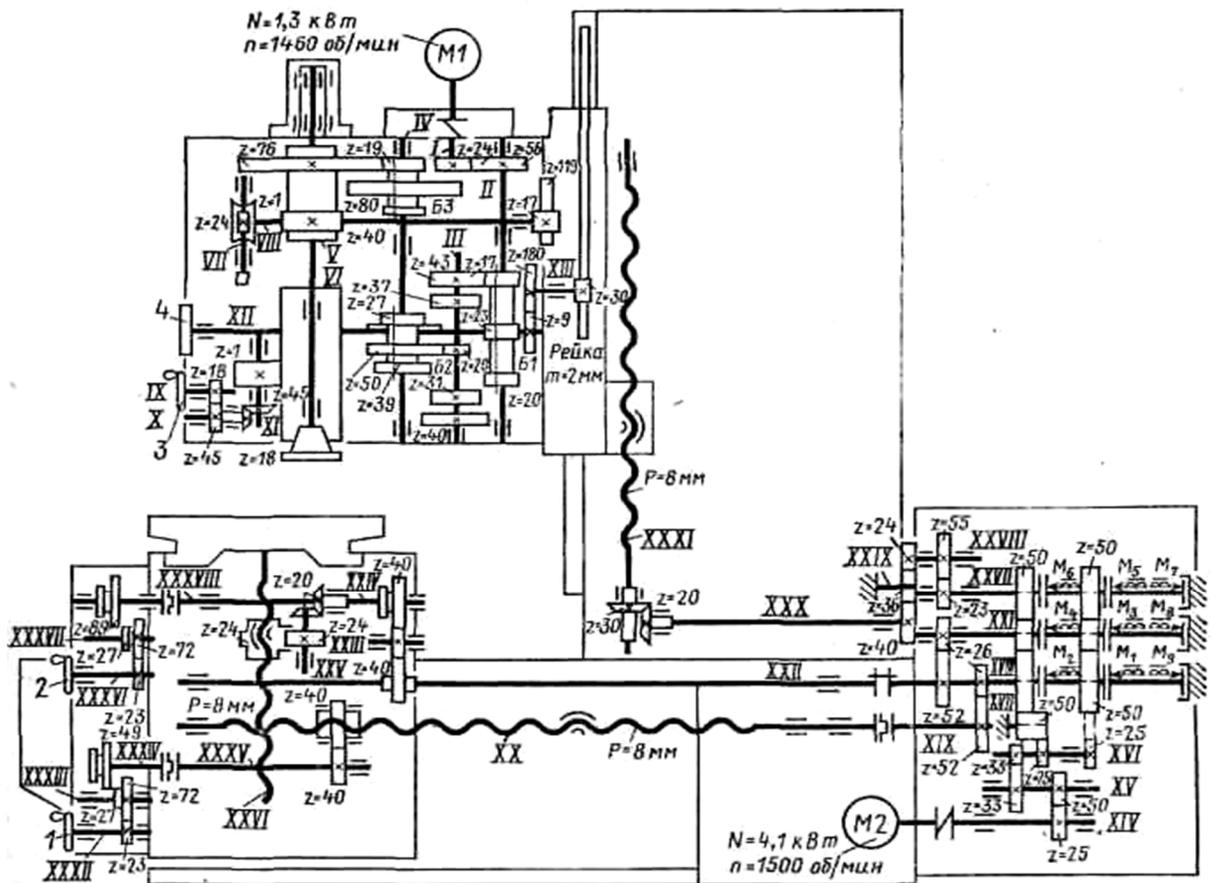


Рисунок 8.3. – Кинематическая схема бесконсольного вертикально-фрезерного станка модели 6560

Группа скорости резания $\Phi_v(B_1)$, конструктивно выполненная в виде шпиндельной бабки. Ее внутренняя связь:

пиноль шпиндельной бабки → шпиндель VI (B_1).

Внешняя связь – кинематическая цепь, конструктивно выполненная в виде коробки круговых частот:

*$M1 \rightarrow 24/56 \rightarrow$ тройной блок $B1 \rightarrow$ тройной блок $B2 \rightarrow$
 \rightarrow двойной блок $B2 \rightarrow$ полый вал $V \rightarrow$ шпиндель VI (B_1).*

Группа настраивается на скорость – блоками $B1, B2, B3$; на направление – реверсированием асинхронного электродвигателя $M1$.

УКЦ для максимальной частоты вращения шпинделя

$$n_{18} = 1460 \cdot \frac{24}{56} \cdot \frac{23}{37} \cdot \frac{43}{27} \cdot \frac{80}{40} = 1250 \text{ мин}^{-1}.$$

Режущий инструмент крепят в конусе шпинделя через переходные оправки с помощью тарельчатых пружин, а освобождают инструмент пневмоцилиндром, расположенным в верхней части шпиндельной бабки.

Группы подач $\Phi_{s1}(P_2), \Phi_{s2}(P_3), \Phi_{s3}(P_4)$ имеют общую бесступенчатую коробку подач ($KП$), оснащенную регулируемым электродвигателем постоянного тока $M2$ (диапазон регулирования – 10–1500 мин⁻¹, максимальная круговая частота электродвигателя равна 3000 мин⁻¹) и содержащую общий участок их внешних связей, включая передачи реверсивного механизма, $25/50 \cdot 33/33 \cdot$ реверс ($25/50$ или $25/z \cdot z/50$).

Группы подач настраиваются на 4 параметра: скорость – бесступенчатым изменением круговой частоты электродвигателя; направление – цилиндрическим реверсом, управляемым соответствующей парой электромагнитных муфт M_1, M_2 или M_3, M_4 или M_5, M_6 , путь и исходное положение по лимбам (упорам). Муфты M_7, M_8, M_9 – осуществляют торможение исполнительных органов групп подач при позиционировании на ускоренном ходу.

Группа продольной подачи крестового стола $\Phi_{s1}(P_2)$. Ее внутренняя связь

направляющие салазок → продольный стол (P_2).

Внешняя связь и расчетная цепь совпадают и имеют вид кинематической цепи, соединяющей $KП$ с $TВХХVI$ ($P_{ТВ} = 8$ мм).

УКЦ для максимальной продольной подачи:

$$s_{max} = 1500 \cdot \frac{25}{50} \cdot \frac{33}{33} \cdot \frac{25}{50} \cdot \frac{26}{52} \cdot \frac{40}{40} \cdot \frac{40}{40} \cdot \frac{20}{20} \cdot \frac{24}{24} \cdot 8 = 1500 \text{ мм/мин.}$$

Группа поперечной подачи крестового стола $\Phi_{s2}(П_3)$. Ее внутренняя связь

направляющие основания → салазки (П₃).

Внешняя связь и расчетная цепь совпадают и имеют вид кинематической цепи, соединяющей КП с ТВХХ ($P_{ТВ} = 8$ мм).

УКЦ для минимальной поперечной подачи:

$$s_{\text{мин.}} = 10 \cdot \frac{25}{50} \cdot \frac{33}{33} \cdot \frac{25}{50} \cdot \frac{26}{52} \cdot 8 = 10 \text{ мм/мин.}$$

Группа вертикальной подачи шпиндельной бабки $\Phi_{s3}(П_4)$. Ее внутренняя связь:

вертикальные направляющие стойки → шпиндельная бабка (П₃).

Внешняя связь и расчетная цепь совпадают и имеют вид кинематической цепи, соединяющей КП с ТВХХХI ($P_{ТВ} = 8$ мм).

УКЦ для максимальной вертикальной подачи:

$$s_{\text{макс.}} = 1500 \cdot \frac{25}{50} \cdot \frac{33}{33} \cdot \frac{25}{50} \cdot \frac{50}{50} \cdot \frac{23}{55} \cdot \frac{24}{36} \cdot \frac{36}{40} \cdot \frac{20}{30} \cdot 8 = 500 \text{ мм/мин.}$$

Ускоренные подачи исполнительных органов обеспечиваются группой подач и теми же кинематическими цепями, что и рабочие подачи. Причем при ускоренных подачах используется частота вращения электродвигателя, равная 2500 мин^{-1} .

Ручные перемещения продольного стола и салазок осуществляются маховиками 2 и 1 через ряд передач. Ручное перемещение пиноли шпинделя осуществляется от маховика 3 посредством зубчатых передач 18/45, 18/45 и червячно-реечной передачи, червяк которой закреплен на валу XI, а рейка закреплена на пиноли. Отсчет перемещений шпиндельной бабки производят по лимбу 4 на валу XII, кинематически связанному с рейкой, закрепленной на стойке. Поворот бабки осуществляется вручную с помощью квадрата на валу VII через червячную передачу 1/24, колесо 17 и зубчатый сектор 119.

На базе рассмотренного станка выпускают станок модели 6560Ф3 с системой ЧПУ класса CNC.

8.1.3 Широкоуниверсальный консольно-фрезерный станок модели 6Д82Ш

Наибольшими технологическими возможностями обладают широкоуниверсальные горизонтальные консольно-фрезерные станки. Характерная особенность таких станков – наличие дополнительного горизонтального (поворотного) шпинделя с индивидуальным приводом круговых частот

и дополнительными головками. По существу широкоуниверсальный станок является гибридной моделью, выполняющей функцию универсальных горизонтального и вертикального фрезерных станков. На станке можно выполнять все виды работ, характерные для традиционных универсальных фрезерных станков, а также обрабатывать объемные фасонные поверхности, например, штампов. Предпочтительная область использования индивидуальное производство.

На рисунке 8.4 приведен общий вид широкоуниверсального горизонтального консольно-фрезерного станка модели 6Д82Ш.

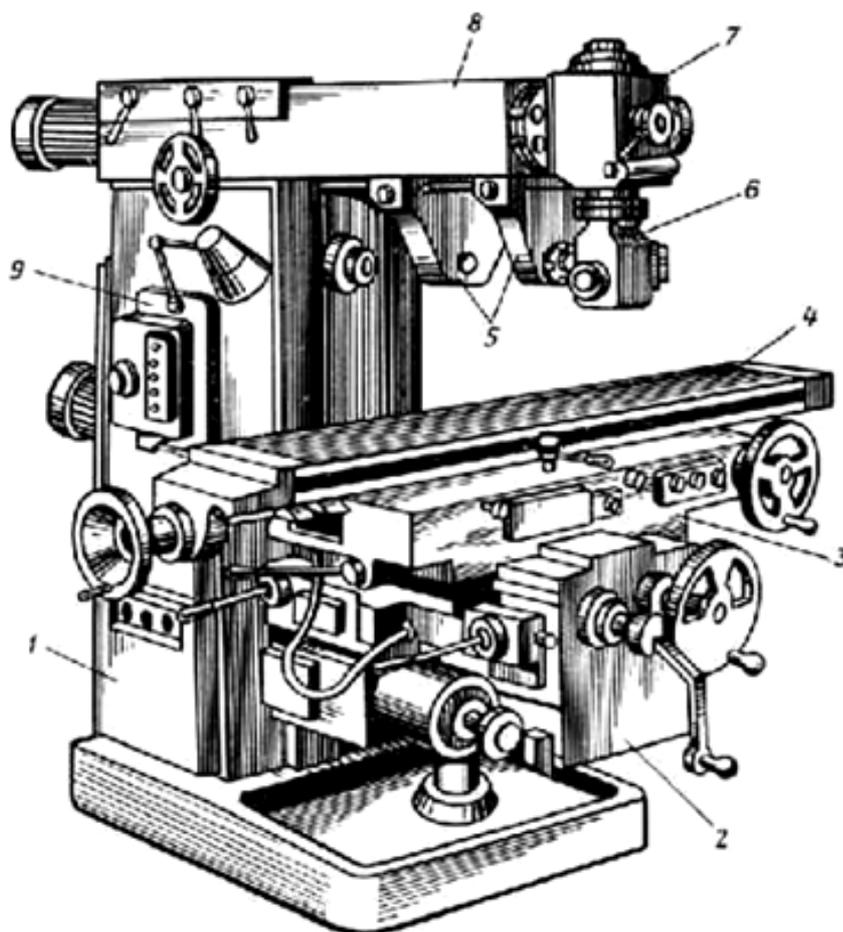


Рисунок 8.4. – Общий вид широкоуниверсального фрезерного станка модели 6Д82Ш

На станине 1 смонтирована с возможностью перемещения по направляющим станины консоль 2, выполненная с большим вылетом от направляющих станины. На консоли установлена с возможностью перемещения по ее направляющим каретка 3, несущая продольный стол 4. На выдвижном хоботе 8, смонтированном в верхней части станины 1, закреплена поворотная головка 7 со шпинделем, имеющим независимый привод, смонтированный в хоботе. К поворотной головке может быть пристыкована накладная

головка б с собственным шпинделем. В консоли 2 смонтирован привод подачи консоли, каретки и продольного стола, в станине привод основного шпинделя, выступающего из станины. Фрезы закрепляют непосредственно в шпинделях или на оправках. Для поддержки оправки, вставляемой в основной шпиндель, служат серьги 5.

Техническая характеристика. Рабочая поверхность стола 1250×320 мм. Пределы частот вращения: горизонтального шпинделя 16–1600 мин⁻¹; поворотного (вертикального) шпинделя 45–2000 мин⁻¹. Количество частот вращения: горизонтального шпинделя 27; поворотного (вертикального) шпинделя 12. Пределы подач: продольных и поперечных 12–1400 мм/мин, вертикальных 7–400 мм/мин. Наибольшие перемещения стола: продольное 950, поперечное 250, вертикальное 380 мм.

Кинематическая структура станка (рисунок 8.5) содержит две группы скорости резания $\Phi_{v1}(B_1)$ и $\Phi_{v2}(B_1)$, три группы подач: продольной подачи продольного стола $\Phi_{s1}(П_2)$, поперечной подачи каретки $\Phi_{s2}(П_3)$, вертикальной подачи консоли $\Phi_{s3}(П_4)$.

Группа $\Phi_{v1}(B_1)$ скорости резания, или привода вращения основного шпинделя конструктивно выполнена в виде коробки скоростей, встроенной в стойку станка. Ее внутренняя связь:

подшипниковые опоры коробки скоростей → шпиндель (B_1).

Внешняя связь – кинематическая цепь, связывающая электродвигатель $M1$ со шпинделем, выполнена по схеме сложенного привода, или привода с перебором. При включенном переборе колесо $z = 22$ зацеплено с колесом $z = 53$, а колесо $z = 21$ – с колесом $z = 56$. Тогда внешняя связь составляет нижнюю часть диапазона регулирования круговой частоты $n_1...n_9$ шпинделя:

$M1 \rightarrow 37/46 \rightarrow$ *тройной блок (31/50 или 40/40 или 19/60) →*
→ тройной блок (50/40 или 40/51 или 45/45) → 22/53 → 21/56 → 20/58 →
→ шпиндель (B_1).

При выключенном переборе колесо $z = 22$ зацепляется с внутренним венцом полумуфты M_1 , а колесо $z = 21$ выводится из зацепления с колесом $z = 56$. Тогда внешняя связь составляет часть диапазона регулирования круговой частоты $n_{10}...n_{27}$ шпинделя:

$M1 \rightarrow 37/46 \rightarrow$ *тройной блок (31/50 или 40/40 или 19/60) →*
→ тройной блок (50/40 или 40/51 или 45/45) → M_1 → 20/56 → 56/50 →
→ шпиндель (B_1).

Группа настраивается на скорость блоками коробки скоростей, на направление – реверсированием асинхронного электродвигателя $M1$.

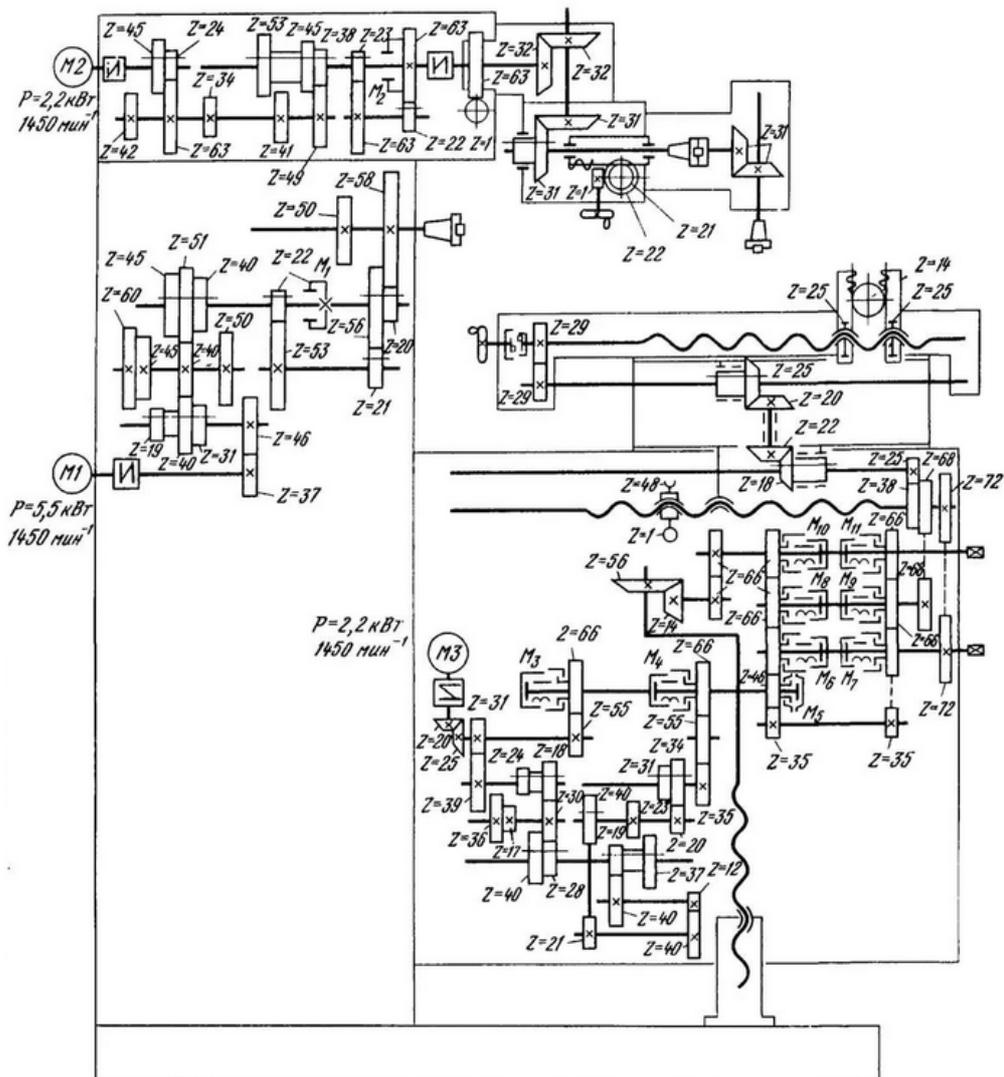


Рисунок 8.5. – Кинематическая схема широкоуниверсального консольно-фрезерного станка модели 6Д82Ш

УКЦ для минимальной и максимальной частоты вращения горизонтального шпинделя:

$$n_1 = 1450 \cdot \frac{37}{46} \cdot \frac{19}{60} \cdot \frac{40}{51} \cdot \frac{22}{53} \cdot \frac{21}{56} \cdot \frac{20}{58} = 16 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{27} = 1450 \cdot \frac{37}{46} \cdot \frac{40}{40} \cdot \frac{50}{40} \cdot \frac{56}{50} = 1600 \text{ мин}^{-1}.$$

Группа $\Phi_{v2}(B_1)$ скорости резания, или привода вращения дополнительного(поворотного) шпинделя конструктивно выполнена в виде коробки скоростей, встроенной в выдвижной хобот станка. Ее внутренняя связь:

подшипниковые опоры коробки скоростей → шпиндель (B₁).

Внешняя связь – кинематическая цепь, связывающая электродвигатель M2 со шпинделем, выполнена также по схеме сложного привода, или

привода с перебором. При включенном переборе колесо $z = 23$ зацеплено с колесом $z = 63$, а колесо $z = 22$ зацеплено с колесом $z = 63$. Тогда внешняя связь составляет нижнюю часть диапазона регулирования круговой частоты $n_1 \dots n_6$ шпинделя:

$$M1 \rightarrow \text{двойной блок (45/42 или 24/63)} \rightarrow \\ \rightarrow \text{тройной блок (34/53 или 41/45 или 49/38)} \rightarrow 23/63 \rightarrow 22/63 \rightarrow \\ \rightarrow 32/32 \rightarrow 31/31 \rightarrow 31/31 \rightarrow \text{шпиндель (} B_1 \text{)}.$$

При выключенном переборе колесо $z = 22$ зацепляется с внутренним венцом полумуфты M_1 , а колесо $z = 21$ выводится из зацепления с колесом $z = 56$. Тогда внешняя связь составляет часть диапазона регулирования круговой частоты $n_7 \dots n_{12}$ шпинделя:

$$M1 \rightarrow \text{двойной блок (45/42 или 24/63)} \rightarrow \\ \rightarrow \text{тройной блок (34/53 или 41/45 или 49/38)} \rightarrow M_2 \rightarrow \\ 32/32 \rightarrow 31/31 \rightarrow 31/31 \rightarrow \text{шпиндель (} B_1 \text{)}.$$

Группа настраивается на скорость блоками коробки скоростей, на направление – реверсированием асинхронного электродвигателя M_2 .

УКЦ для минимальной и максимальной частоты вращения вертикального (поворотного) шпинделя:

$$n_{12} = 1450 \cdot \frac{45}{42} \cdot \frac{49}{38} \cdot \frac{32}{32} \cdot \frac{31}{31} \cdot \frac{31}{31} = 2000 \text{ мин}^{-1}, \\ n_1 = 1450 \cdot \frac{24}{63} \cdot \frac{34}{53} \cdot \frac{23}{63} \cdot \frac{22}{63} \cdot \frac{32}{32} \cdot \frac{31}{31} \cdot \frac{31}{31} = 45 \text{ мин}^{-1}.$$

Группы подач $\Phi_{s1}(II_2)$ продольного стола, $\Phi_{s2}(II_3)$ каретки, $\Phi_{s3}(II_4)$ консоликонструктивно одинаковы. Обобщенная внутренняя связь этих групп (см. рисунок 8.4) имеет вид:

$$\text{направляющие (каретки 3 или консоли 2 или станины 1)} \rightarrow \\ \rightarrow \text{продольный стол 4 (} II_2 \text{) или каретка 3 (} II_3 \text{) или консоль 2 (} II_4 \text{)}.$$

Внешняя связь групп подач содержит общую коробку подач (орган i_s) настройки скорости подачи исполнительных органов и блок коммутации, связывающий выходной вал коробки подач с тяговыми валами исполнительных органов (продольного стола, каретка, консоли).

Коробка подач выполнена по схеме сложного привода, или привода с перебором. Перебор содержит передачу 19/40 и передачу 21/40.

При включенном переборе колесо $z = 40$ зацеплено с колесом $z = 21$, а колесо $z = 19$ двойного блока зацеплено с колесом $z = 40$. Тогда внешняя связь в пределах коробки подач составляет нижнюю часть диапазона $s_1 \dots s_8$ регулирования подач исполнительных органов групп подач:

$M_3 \rightarrow 20/25 \rightarrow 31/39 \rightarrow$ двойной блок (18/30 или 24/36) \rightarrow
 \rightarrow двойной блок (30/28 или 17/40) $\rightarrow 19/40 \rightarrow 12/40 \rightarrow 21/40 \rightarrow$
 \rightarrow двойной блок (20/34 или 23/31) $\rightarrow 35/66 \rightarrow$ муфта M_4 включена \rightarrow
 \rightarrow выходной вал коробки.

При выключенном переборе колесо $z = 40$ выводится из зацепления с колесом $z = 21$, а колесо $z = 37$ двойного блока зацеплено с колесом $z = 20$. Тогда внешняя связь составляет часть диапазона $s_9 \dots s_{16}$ регулирования подач исполнительных органов групп подач:

$M_3 \rightarrow 20/25 \rightarrow 31/39 \rightarrow$ двойной блок (18/30 или 24/36) \rightarrow
 \rightarrow двойной блок (30/28 или 17/40) $\rightarrow 37/20 \rightarrow$
 \rightarrow двойной блок (20/34 или 23/31) $\rightarrow 35/66 \rightarrow$
 \rightarrow муфта M_4 включена \rightarrow выходной вал коробки.

Выходной вал коробки подач соединен с блоком коммутации посредством муфты M_5 , несущей зубчатое колесо $z = 46$.

УКЦ для минимальной и максимальной круговой частоты вращения выходного вала коробки подач:

$$n_1 = 1450 \cdot \frac{20}{25} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{18}{30} \cdot \frac{17}{40} \cdot \frac{19}{40} \cdot \frac{12}{40} \cdot \frac{21}{40} \cdot \frac{20}{34} \cdot \frac{35}{66} = 4,5 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_8 = 1450 \cdot \frac{20}{25} \cdot \frac{31}{39} \cdot \frac{24}{36} \cdot \frac{30}{28} \cdot \frac{37}{20} \cdot \frac{23}{31} \cdot \frac{35}{66} = 332 \text{ мин}^{-1}.$$

Электромагнитные муфты M_6, M_8, M_{10} посредством блока зубчатых передач обеспечивают кинематическую связь коробки подач с тяговыми валами соответственно каретки, продольного стола и консоли; муфты M_7, M_9, M_{11} реверсируют соответствующие движения. В гайках горизонтальных тяговых валов предусмотрено регулирование зазора, в гайке вертикального тягового вала зазор выбирается силой тяжести консоли.

УКЦ для минимальной и максимальной подачи продольного стола:

$$s_1 = 4,5 \cdot \frac{46}{66} \cdot \frac{68}{68} \cdot \frac{38}{25} \cdot \frac{18}{22} \cdot \frac{20}{25} \cdot \frac{29}{29} \cdot 6 = 12 \text{ мм/мин},$$

$$s_9 = 332 \cdot \frac{46}{66} \cdot \frac{68}{68} \cdot \frac{38}{25} \cdot \frac{18}{22} \cdot \frac{20}{25} \cdot \frac{29}{29} \cdot 6 = 1400 \text{ мм/мин}.$$

Аналогично по кинематической схеме вычисляется минимальная и максимальная подачи каретки и консоли.

Ускоренное движение (позиционирование) исполнительных органов групп подач сообщается при включении муфты M_3 (муфта M_4 выключена) непосредственно от электродвигателя посредством передач 20/25, 55/66. Скорость этого движения – 4700 мм/мин.

Глава 9 СТАНКИ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

9.1 Станки для обработки зубчатых колес лезвийным инструментом

Среди зубчатых колес в машиностроении наибольшее распространение получили колеса с малочувствительным к изменению межосевого расстояния эвольвентным зацеплением. Для получения высокой точности и производительности, как правило, сначала производят предварительное черновое зубонарезание (зубофрезерование, зубодолбление, зубострогание) на предельных режимах резания, а затем осуществляют чистовую обработку: шлифование, шевингование, хонингование и др.

Способ формообразования поверхности зубьев зависит от формы характеристического образа инструмента, способа воспроизведения образующей и направляющей и от их сочетания. Поверхность зубьев в соответствии со стандартом характеризуется профилем зубьев и линией зуба по длине. В большинстве случаев профиль зуба – эвольвента, а линия зуба – прямая линия, винтовая линия, дуга окружности и др. Как правило, профиль зуба получают или копированием, или обкатом. При использовании копирования применяют инструмент, характеристический образ которого (режущие кромки) имеет очертание, соответствующее контуру впадины нарезаемых зубьев. В качестве инструмента применяют модульные фрезы (дисковые и пальцевые), фасонные резцы, фасонные шлифовальные круги.

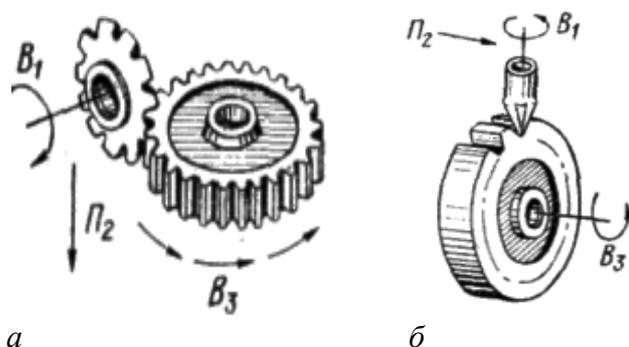
При использовании обката характеристический образ (режущие кромки) инструмента профилируются по профилю зуба такой детали, которая может находиться в зацеплении с нарезаемым колесом. Такой деталью может быть зубчатое колесо, червяк, зубчатая рейка. Профиль зуба образуется в этом случае за счет сложного относительного движения инструмента и заготовки – движения обката (огибания), воспроизводящего зубчатое, реечное или червячное зацепление. Инструмент по форме может соответствовать реальному зубчатому колесу, рейке, червяку или представлять собой только один зуб или впадину воображаемого производящего колеса.

Линию зуба по длине на зуборезных станках получают или способом касания, или способом следа. Способ касания обеспечивается фрезерованием и шлифованием, а способ следа – долблением и протягиванием. При холодной и горячей накатке зубьев (обработка поверхностным пластическим деформированием) используют способ копирования. Однако обработка

зубчатых колес пластическим деформированием менее распространена, чем обработка резанием. Сочетание образования профиля зубьев копированием с образования линии зуба касанием или следом реализовано в фасонном фрезеровании, фасонном шлифовании, фасонном долблении и фасонном протягивании.

9.1.1 Фасонное зубофрезерование модульными фрезами

На рисунке 9.1 представлены схемы способов фасонного зубофрезерования. При фрезеровании впадин фрезе сообщают движение скорости резания $\Phi_v(B_1)$ и движение подачи $\Phi_s(\Pi_2)$. Обратный отвод фрезы в исходное положение производят на ускоренном ходу, после которого движением деления $D(B_3)$ заготовку поворачивают на угловой шаг зубьев и затем формообразующими движениями фрезеруют следующую впадину и т.д.



***a* – фрезерование дисковой фрезой; *б* – фрезерование пальцевой фрезой**

Рисунок 9.1. – Формообразование зубьев цилиндрических колес модульными фрезами

При фасонном зубофрезеровании образующая – профиль зубьев воспроизводится зеркальным отображением характеристического образа фрезы на виртуальную воспроизводимую линию, а направляющая – линия зубьев по длине касанием, состоящим из двух элементарных функционально не связанных формообразующих движений $\Phi_n(B_1 * \Pi_2)$, выполняемых одновременно. Класс образования поверхности копирование – касание ($E-\Pi$)

Дисковые модульные фрезы используют для нарезания цилиндрических и прямозубых конических колес, а пальцевые – для нарезания цилиндрических и шевронных колес.

Основное достоинство рассматриваемых схем – простота кинематики станков из-за отсутствия в их структуре сложных групп формообразования профиля зубьев.

Недостаток – потребность в большом количестве фрез одинакового модуля из-за изменения профиля впадины для разного числа зубьев нарезаемых

колес. Частично этот недостаток компенсируется посредством использования различных комплектов фрез. Для каждого модуля эти комплекты насчитывают 8, 15 или 26 фрез.

Фасонное зубофрезерование модульными фрезами является неточным и малопроизводительным. Погрешность профиля фрезы полностью копируется деталью. Угловой шаг и форма впадины между зубьями зависят от диаметра колеса и точности делительных устройств. Низкая производительность вызывается прерывистым характером обработки. Поэтому рассматриваемые схемы используют преимущественно в единичном и ремонтном производствах. Процесс зубонарезания осуществляют на универсальных горизонтальных или вертикальных фрезерных станках с использованием, как правило, универсальных делительных головок (УДГ). Установленная на фрезерном станке УДГ выполняет функцию группы деления. Выпускаются лимбовые и безлимбовые УДГ. В таких головках шпиндель размещен горизонтально в поворотном корпусе и может располагаться под углом.

Лимбовая УДГ выполнена в виде шпиндельной бабки (рисунок 9.2), несущей поворотный корпус 5, в котором смонтирован шпиндель 7, кинематически связанный с рукояткой 1 и лимбом 4. Лимб имеет несколько рядов отверстий, равномерно расположенных на концентрических окружностях. Для удобства отсчета используется раздвижной сектор 3. Рукоятка 1, поворачиваемая при делении относительно лимба, оснащена фиксатором 2, который можно вставлять в любое отверстие лимба. В комплект головки входит также задняя бабка 9 и гитара сменных зубчатых колес, используемая при дифференциальном делении, нарезании косозубых колес и винтовых канавок. В ряде конструкций для непосредственного деления используют диск 8 и фиксатор 6.

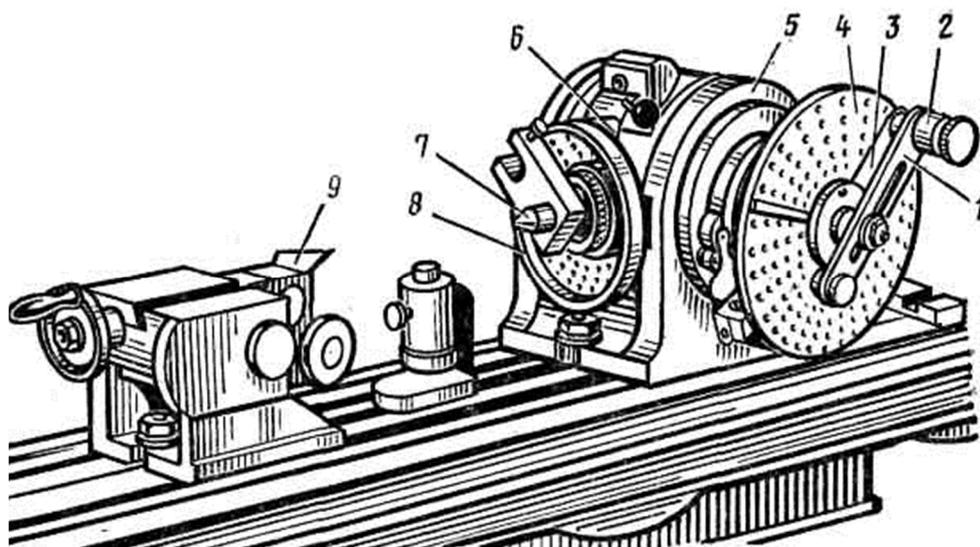


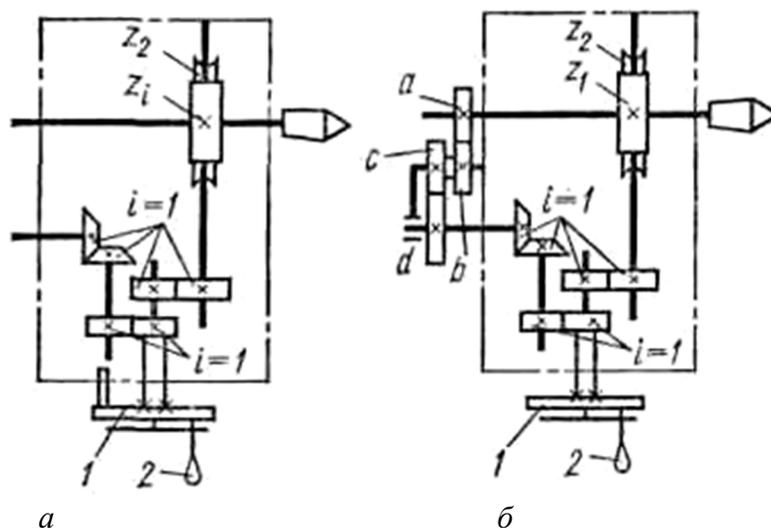
Рисунок 9.2. – Лимбовая универсальная делительная головка

Основным техническим параметром УДГ является характеристика, определяемая числом оборотов N рукоятки управления, необходимым для одного полного оборота ее шпинделя. Обычно характеристика УДГ, в зависимости от конструкции, равна передаточному числу делительной червячной передачи: 40, 60, 80 или 120.

Лимб УДГ имеет различное число отверстий a на делительных окружностях с обеих сторон: первая сторона – 24, 25, 28, 30, 34, 37, 38, 39, 41, 42, 43; вторая – 46, 47, 49, 51, 53, 54, 57, 58, 59, 62, 66. В гитару входит комплект сменных зубчатых колес с числами зубьев: 25 (2), 30, 35, 40, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100.

Деталь устанавливают в центрах шпиндельной и задней бабок или в трехкулачковом патроне, навертываемом на резьбовой конец шпинделя.

Простое деление (рисунок 9.3, а) используется, когда можно подобрать на лимбе окружность с нужным числом отверстий. Это деление осуществляют при зафиксированном лимбе 1 и снятой гитаре i_0 . Простое деление осуществляют поворотом рукоятки 2 на b отверстий относительно лимба, на окружности которого расположено a отверстий, т.е. рукоятку поворачивают на угол b/a . Если $b < a$, поворот рукоятки составляет меньше 360° ; если $b = a$, то 360° (один оборот); если $b > a$, то больше 360° .



***a* – простое деление; *б* – дифференциальное деление**

Рисунок 9.3. – Схемы настройки кинематической схемы лимбовой УДГ

Для расчетной цепи деления, совпадающей с внешней связью кинематической группы деления, РП имеют вид:

$$n \text{ оборотов рукоятки} \rightarrow 1/z \text{ поворота шпинделя,}$$

УКЦ:

$$\frac{1}{z} = n \cdot 1 \cdot \frac{1}{(N = \frac{z_2}{z_1})},$$

где z – число частей, на которое требуется выполнить деление.
Следовательно, ФН:

$$n = N/z.$$

Выделим из ФН целое число оборотов A . Тогда

$$n = A + \frac{b}{a} \cdot m.$$

В полученном выражении m подбирают таким, чтобы am соответствовало числу отверстий на одной из окружностей лимба. Тогда при делении рукоятку УДГ поворачивают на A (целое число) раз и дополнительно на часть оборота, соответствующую bm отверстий на окружности am лимба. При отсчете числа b отверстий на лимбе используют раздвижной сектор (см. рисунок 9.2), состоящий из двух радиальных раздвижных линеек.

Дифференциальное деление (см. рисунок 9.3, б) применяют, когда не удается разделить число зубьев заготовки простым делением. В этом случае необходимо лимб головки расфиксировать и подобрать, кроме угла поворота рукоятки b/a , еще и сменные зубчатые колеса для гитары $i_\delta = a/b \cdot c/d$. Тогда при повороте рукоятки относительно лимба на угол b/a через гитару i_δ и конические колеса с передаточным отношением $i = 1$ лимб при делении будет поворачиваться, а вместе с ним и фиксирующее гнездо, в которое необходимо вставить фиксатор рукоятки.

При расчете настройки задают z_ϕ , близкое к z , для которого можно подобрать на лимбе окружность с требуемым количеством отверстий. Пользуясь ФН для простого деления, определяют:

$$n_\phi = \frac{N}{z_\phi} = A + \frac{b}{a} \cdot m,$$

по которому устанавливают угол поворота рукоятки. В итоге при каждом делении возникает ошибка:

$$\Delta = \pm (N/z - N/z_\phi) = \pm N (z_\phi - z) / z_\phi \cdot z,$$

которую необходимо компенсировать дополнительным поворотом лимба в зависимости от знака ошибки. Компенсация обеспечивается соответствующим подбором сменных зубчатых колес для гитары i_δ . РП для расчетной цепи, соединяющей шпиндель с лимбом l , имеют вид:

$$1/z_{\text{об. шпинделя}} \rightarrow N (z_\phi - z) / z_\phi \cdot z \text{ дополнительного поворота лимба.}$$

УКЦ:

$$\frac{N(z_\phi - z)}{z_\phi \cdot z} = \frac{1}{z} \cdot i_\phi \cdot 1 \cdot 1.$$

ФН:

$$i_\phi = \frac{N(z_\phi - z)}{z_\phi}.$$

Пример

Настроить УДГ ($N = 40$) для нарезания на заготовке 67 зубьев. Примем $z_\phi = 60$. По ФН для простого деления

$$n_\phi = \frac{N}{z_\phi} = A + \frac{b}{a} \cdot m = 0 + \frac{40}{60}.$$

По полученному значению раздвигаем радиальные линейки раздвижного сектора на 40 отверстий на окружности лимба, состоящей из 60 отверстий.

По ФН для гитары сменных зубчатых колес:

$$i_\phi = \frac{N(z_\phi - z)}{z_\phi} = \frac{40(60 - 67)}{60} = -\frac{14}{3} = -\frac{3,5}{1,5} \cdot \frac{4}{2}.$$

Знак минус показывает, что при делении лимб должен вращаться в противоположном направлении к вращению рукоятки. В этом случае в гитару настройки необходимо ввести промежуточную шестерню, например, $z = 25$. По полученному значению из имеющегося набора устанавливаем сменные зубчатые колеса $\frac{70}{30} \cdot \frac{25}{25} \cdot \frac{80}{40}$.

При делении, поворачивая рукоятку на установленные посредством раздвижного сектора 40 отверстий на лимбе с 60 отверстиями, шпиндель с заготовкой повернется на $1/67$.

Рассмотренная УДГ, по существу, – это дифференциал, осуществляющий при дифференциальном делении физическое сложение двух движений на одном исполнительном звене – шпинделе. Первый вход дифференциала – рукоятка, второй – лимб. При этом движение на второй вход сообщается от общего исполнительного звена – шпинделя. Такой дифференциал называют замкнутым.

Лимбовые и безлимбовые УДГ используют также при фрезеровании винтовых канавок на сверлах, зенкерах, фрезах и нарезании косозубых колес. На рисунке 9.4 приведена схема фрезерования стружечных канавок на универсальных фрезерных станках с применением лимбовой УДГ.

Заготовка 4 закреплена в шпинделе делительной головки 1, установленной на столе 3 горизонтально-фрезерного станка. Стол развернут на угол α подъема винтовой линии стружечной канавки. Вал 2 делительной головки через гитару i_∂ сменных зубчатых колес соединен с ходовым винтом продольной подачи стола. При фрезеровании столу сообщается продольная подача относительно вращающейся фрезы 5, при этом от ходового винта вращение передается через гитару i_∂ шпинделю с заготовкой.

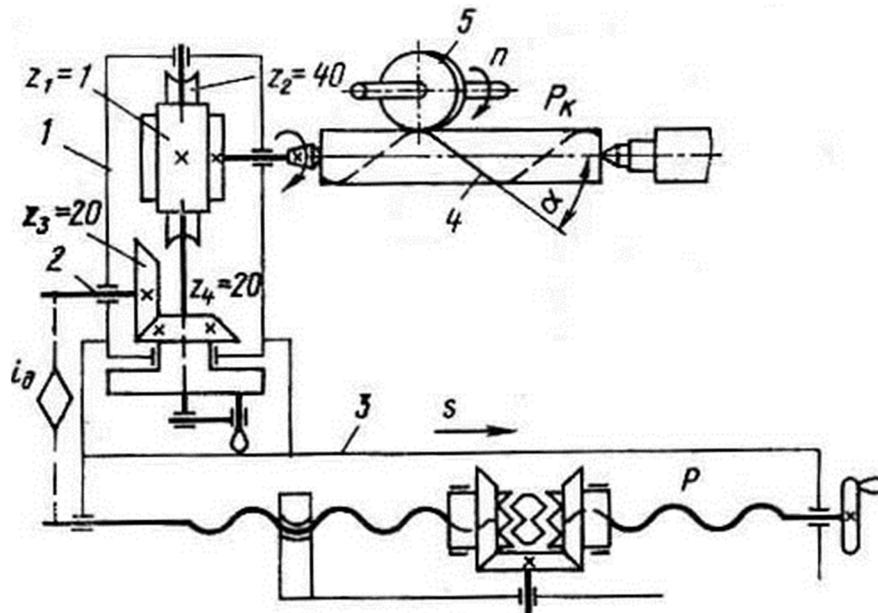


Рисунок 9.4. – Схема фрезерование стружечных канавок

Угол α определяют из выражения:

$$\operatorname{tg} \alpha = \pi D / t_k,$$

где D – диаметр заготовки;

t_k – шаг винтовой канавки.

За один оборот заготовки стол должен переместиться на шаг винтовой канавки. Следовательно, УКЦ можно записать в виде:

$$t_k = 1 \frac{40}{1} \frac{20}{20} \frac{1}{i_\partial} t_{TB},$$

где t_{TB} – шаг ходового винта станка.

ФН:

$$i_\partial = 40 t_{TB} / t_k.$$

Деление для фрезерования следующей канавки осуществляется поворотом рукоятки головки. Методика определения угла поворота рукоятки и его установка приведены при описании лимбовой УДГ.

Приведенная ФН для фрезерования винтовых канавок используется также при нарезании косозубых колес. В этом случае шаг винтовой канавки определяют из выражения

$$t_k = \frac{\pi D_0}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{\pi m z}{\operatorname{tg} \beta \cos \beta} = \frac{\pi m z \cos \beta}{\sin \beta \cos \beta} = \frac{\pi m z}{\sin \beta},$$

где z – число зубьев нарезаемого колеса;
 m – модуль.

На фрезерных станках с применением УДГ можно фрезеровать плоские кулачки, у которых рабочий профиль выполняется по архимедовой спирали. В этом случае при использовании горизонтально-фрезерного станка шпиндель головки устанавливается вертикально. ФН для гитары i_0 имеет вид:

$$i_0 = 40 t_{m\phi} / h,$$

где h – шаг архимедовой спирали, равный разности большего и меньшего радиусов рабочего профиля кулачка.

Если для заданного шага архимедовой спирали невозможно подобрать сменные зубчатые колеса, задают h_ϕ , а шпиндель поворачивают на угол γ от вертикального положения. Его значение определяют из выражения

$$\gamma = \operatorname{arccosh} h / h_\phi.$$

При использовании УДГ для обработки винтовых профильных поверхностей головка выполняет на универсальных фрезерных станках две функции: группы деления $D(B)$ и исполнительного звена винторезной группы $\Phi_s(B\Pi)$, получаемой из группы продольной подачи $\Phi_s(\Pi)$ фрезерного станка. Внутренняя связь этой группы – кинематическая цепь, связывающая стол фрезерного станка со шпинделем делительной головки. Винтовое движение, воспроизводимое этой группой, имеет незамкнутую траекторию, и настраивается по пяти параметрам: на траекторию – гитарой i_0 , на скорость – коробкой подач фрезерного станка, на направление – реверсом, установленном на ходовом винте станка, на путь и исходную точку – по упорам.

В крупносерийном производстве фасонное зубофрезерование используют для черновой прорезки впадин прямозубых цилиндрических и конических колес на многшпиндельных полуавтоматах, например, ЕЗ-5 и ЕЗ-40. Этот вид обработки используется также в инструментальном производстве для прорезки винтовых канавок при обработке сверл, зенкеров, метчиков. Для этого используют специальные фрезерные станки, полуавтоматы и автоматы. Например, полуавтомат для фрезерования сверл модели 679У.

9.2 Универсальные зубофрезерные станки

На зубофрезерных станках червячными фрезами нарезают цилиндрические колеса с прямыми и винтовыми зубьями внешнего зацепления и червячные колеса. На рисунке 9.5 приведена схема взаимодействия червячной фрезы и нарезаемого колеса. Характеристический образ червячной фрезы $\{M_{\mathcal{E}}\}_K$, класс образования зубчатой поверхности обкат–касание (H^k-P).

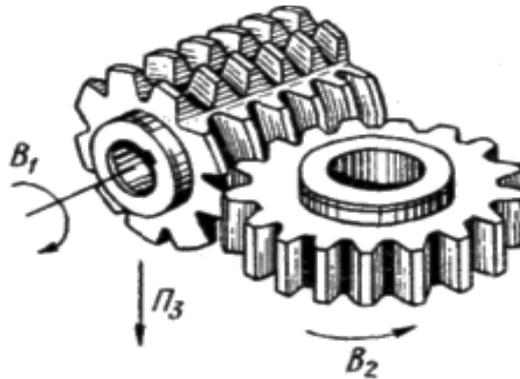


Рисунок 9.5. – Обкатное зубофрезерование цилиндрического колеса

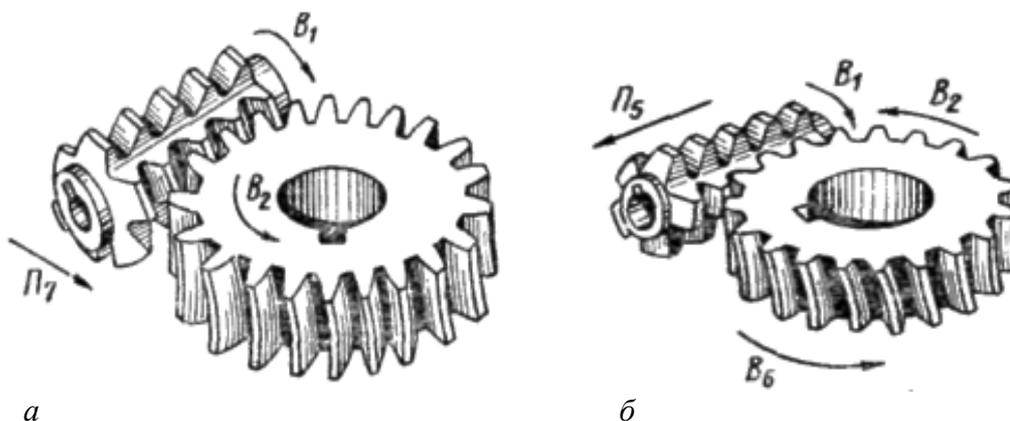
При зубофрезеровании червячными фрезами профилирование цилиндрических колес с прямыми и винтовыми зубьями и червячных колес осуществляется движением обката $\Phi_v(B_1B_2)$, состоящим из двух элементарных согласованных вращательных движений: B_1 – вращения фрезы и B_2 – вращения заготовки, имитирующих червячное зацепление. При таком виде профилирования зубьев колес нет необходимости в отдельной группе деления.

Линия зуба по длине воспроизводится движением касания, но для каждой из рассматриваемых схем по-разному.

При нарезании цилиндрического прямозубого колеса (см. рисунок 9.5) вместе с движением обката $\Phi_v(B_1B_2)$, воспроизводящем профиль зубьев, фрезе сообщается также формообразующее движение подачи $\Phi_s(P_3)$. Таким образом, функционально не связанные между собой движения P_3 и дополнительное движение B_1 образуют составное движение касания $\Phi_s(P_3*B_1)$, воспроизводящее прямую линию зуба цилиндрического колеса. Следовательно, формообразующая часть кинематической структуры зубофрезерного станка для нарезания прямозубых колес должна содержать две группы – сложную двухэлементарную $\Phi_v(B_1B_2)$ и простую составную $\Phi_s(P_3*B_1)$.

При формообразовании червячных колес используют две основные схемы: классическую пионерную с радиальным врезанием фрезы и производную с касательным (тангенциальным) врезанием. При нарезании

червячных колес с радиальным врезанием (рисунок 9.6, а) одновременно с движением обката $\Phi_v(B_1B_2)$ фрезе дополнительно сообщают элементарное движение радиального врезания $Vp_s(\Pi_7*B_1)$ на высоту зуба. После завершения врезания это движение отключают и затем в течение одного оборота нарезаемого колеса движением обката профилируют его зубья. Таким образом, линия зуба червячного колеса воспроизводится вращательным движением B_1 фрезы. Более производительной при нарезании червячных колес является схема с касательным врезанием (рисунок 9.6, б). В этом случае используют длинные фрезы, как правило, с заборным конусом. При обработке червячных колес наряду с движением обката $\Phi_v(B_1B_2)$ фрезе на этапе врезания сообщают движение Π_5 по касательной к начальной окружности нарезаемого колеса, которое согласовывают с ее дополнительным движением B_6 . Таким образом, движение касательного врезания осуществляется сложным движением $Vp(\Pi_5B_6)$. Как и в схеме с радиальным врезанием, после завершения этапа врезания это движение отключают и затем в течение одного оборота заготовки профилируют зубья колеса. Следовательно, формообразующая часть станка для нарезания червячных колес при касательном врезании, в отличие от предыдущей схемы, будет содержать сложную двухэлементарную группу врезания. Рассмотренная схема используется за счет заборной части фрезы для нарезания более точных червячных колес.



а – радиальное врезание; б – касательное врезание

Рисунок 9.6. – Зубофрезерование червячных колес

У цилиндрического колеса с винтовыми зубьями линия зуба имеет винтовую форму. Ее воспроизведение осуществляется сложным двухэлементарным формообразующим движением $\Phi_s(\Pi_3*B_1B_4)$, состоящим из двух согласованных движений: Π_3*B_1 фрезы и движением (на рисунке 9.5

не показано) B_4 заготовки нарезаемого колеса. Следовательно, формообразующая часть кинематической структуры станка для нарезания цилиндрических колес с винтовым зубом должна содержать две двухэлементарных группы – $\Phi_v(B_1B_2)$ и $\Phi_s(\Pi_3 * B_1B_4)$.

Каждая из рассмотренных схем, соответствующая вполне определенному способу формообразующей обработки, реализуется частной кинематической структурой зубофрезерного станка. Обычно при проектировании станков частные кинематические структуры объединяют в структуру универсального зубофрезерного станка. А выбор конкретной схемы обработки осуществляют соответствующей коммутацией в кинематической схеме станка. При изготовлении станков по индивидуальным заказам под конкретную деталь используют ту или иную частную кинематическую структуру.

При зубофрезеровании исходное положение червячной фрезы зависит от заданного положения зубчатого венца на заготовке. При фрезеровании цилиндрических колес с прямыми зубьями (рисунок 9.7) червячную фрезу устанавливают под углом φ , равным углу β_1 подъема винтовой нарезки червячной фрезы, к торцевой плоскости нарезаемого колеса.

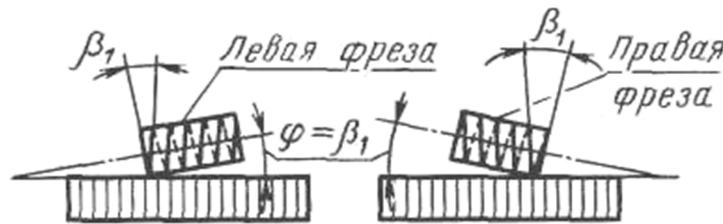


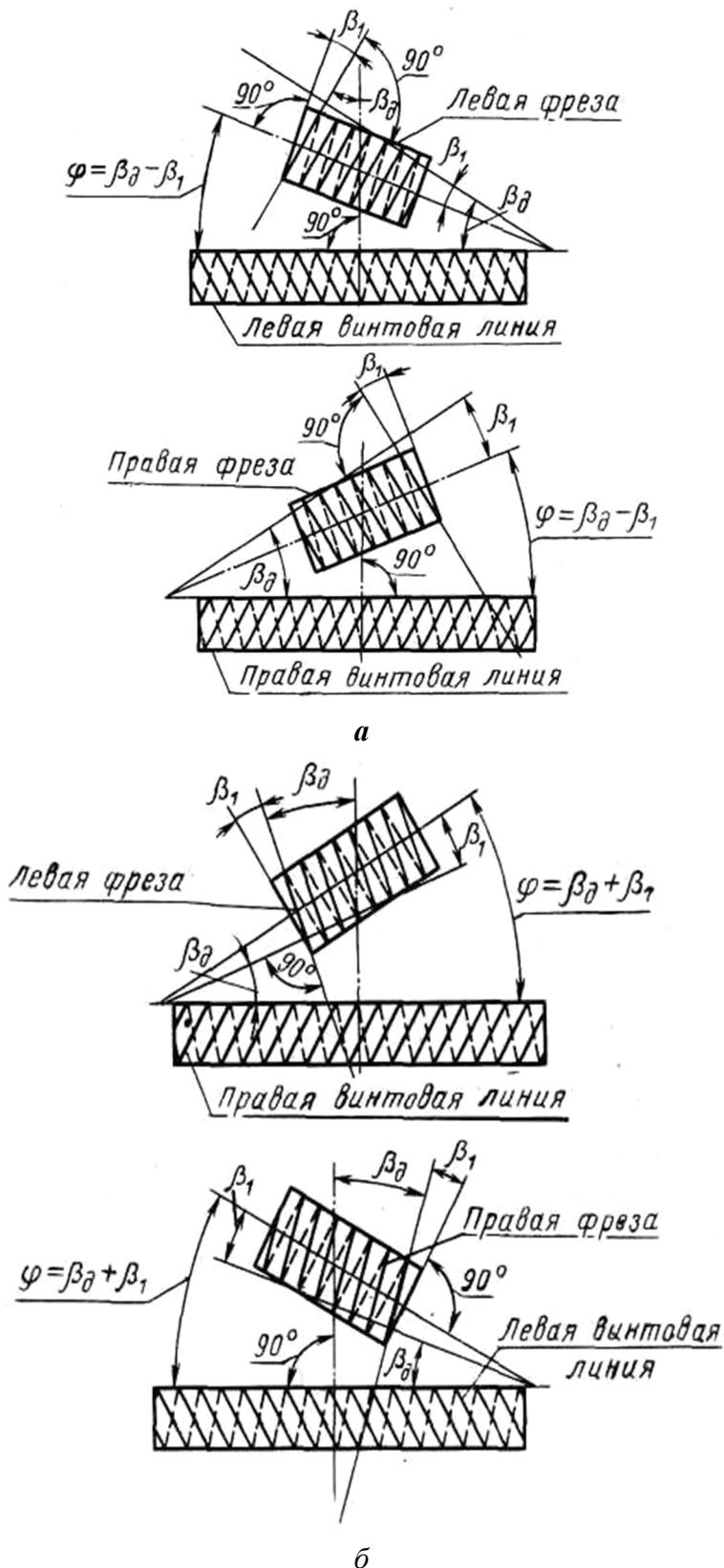
Рисунок 9.7. – Расположение червячной фрезы при зубофрезеровании прямозубого колеса

При нарезании цилиндрических колес с винтовыми зубьями ось червячной фрезы устанавливают в зависимости от углов наклона винтовых нарезок фрезы и обрабатываемого колеса следующим образом:

- если углы наклона винтовых нарезок червячной фрезы β_1 и нарезаемого колеса β_0 одноименны (оба левые или оба правые), то угол установки оси фрезы равен $\varphi = \beta_0 - \beta_1$ (рисунок 9.8, а);
- если углы наклона винтовых нарезок червячной фрезы β_1 и нарезаемого колеса β_0 разноименны (фреза левая, а колесо правое и наоборот), то угол установки оси фрезы равен $\varphi = \beta_0 + \beta_1$ (рисунок 9.8, б).

Рекомендуется выбирать червячную фрезу с тем же направлением винтовой нарезки, что и обрабатываемого колеса.

При нарезании червячных колес ось червячной фрезы устанавливают параллельно торцевой плоскости нарезаемого колеса, т.е. угол $\varphi = 0$.



a –одноименное направление винтовых линии фрезы и нарезаемого колеса;
б –разноименное направление винтовых линии фрезы и нарезаемого колеса

Рисунок 9.8. – Взаимное расположение червячной фрезы и заготовки при нарезании цилиндрического колеса с винтовыми зубьями

Внешняя связь:

$$M \rightarrow i_v \rightarrow 2,$$

где 2 – звено соединения связей.

Группа настраивается: на траекторию органом настройки $i_{обк}$, как правило, это 4- или 6-колесная гитара сменных зубчатых колес; на скорость – органом i_v – это 2-колесная гитара сменных зубчатых колес, реже простая коробка скоростей.

Группа Φ_{s1} – простая. Ее внутренняя связь:

вертикальные направляющие задней стойки → суппорт стола (П₃).

Внешняя связь – кинематическая цепь:

$$M \rightarrow i_v \rightarrow 2 \rightarrow \Sigma \rightarrow i_{обк} \rightarrow 3 \rightarrow i_s \rightarrow 6 \rightarrow 5 \rightarrow ТВ1 \rightarrow \text{суппорт стола (П}_3\text{)}.$$

Группа настраивается: на скорость органом настройки i_s – гитара сменных зубчатых колес или простая коробка подач; на путь и исходную точку – по упорам системы путевого управления.

Обе группы соединены между собой общим электродвигателем и частью передач структурных связей. Во внутренней связи группы обката, часть которой одновременно входит во внешнюю связь группы подачи, расположен планетарный дифференциал Σ . В данной структуре он используется как зубчатая передач.

Вывод ФН для кинематических органов настройки рассматриваемой частной структуры.

РП для органа настройки $i_{обк}$ запишем в виде:

$$1 \text{ об. фрезы (} B_1 \text{)} \rightarrow k/z \text{ об. заготовки (} B_2 \text{)},$$

где k – число заходов фрезы;

z – число зубьев нарезаемого колеса.

Тогда, УКЦ:

$$k/z = 1 \cdot i_{01} \cdot i_{\Sigma^6} \cdot i_{обк},$$

где i_{01} – произведение передаточных отношений передач расчетной цепи (константа конкретной модели станка).

Откуда ФН:

$$i_{обк} = c_0 \cdot k/z,$$

где $c_0 = 1/i_{01} \cdot i_{\Sigma^6}$ – константа.

РП для органа настройки i_v :

$$n_M \text{ мин}^{-1} \rightarrow n_f \text{ мин}^{-1} \text{ фрезы (} B_1 \text{)}.$$

Тогда УКЦ:

$$n_{\phi} = n_m \cdot i_{02} \cdot i_v.$$

ФН:

$$i_v = n_{\phi} / i_{02} \cdot n_m,$$

где i_{02} – константа.

РП для органа настройки i_s :

$$1 \text{ об. заготовки} \rightarrow s_g \text{ перемещения стола (П}_3\text{)},$$

где s_g – вертикальная подача стола за 1 об.

УКЦ

$$s_g = 1 \cdot i_{03} \cdot i_s \cdot P_{TB1},$$

где P_{TB1} – шаг тягового вала.

ФН:

$$i_s = s_g / i_{03} \cdot P_{TB1},$$

где $i_{03} \cdot P_{TB1}$ – константа.

Встречаются станки, в которых группа вертикальной подачи Φ_s имеет отдельный электродвигатель M_1 . В таком варианте орган настройки i_s устанавливается между кинематическим звеном 6 и электродвигателем M_1 , и внешняя связь группы становится короче:

$$M_1 \rightarrow i_s \rightarrow 6 \rightarrow TB1 \rightarrow \text{суппорт стола.}$$

Тогда условие согласования перемещений исполнительных звеньев расчетной цепи, т.е. РП будут иметь вид:

$$n_{m1} \text{ мин}^{-1} \text{ электродвигателя } M_1 \rightarrow s_g \text{ мм/мин перемещения стола (П}_3\text{)}.$$

Частный вариант структуры внутренней связи группы Φ_v (B_1B_2). При нарезании прямозубых колес с простым числом зубьев встречаются случаи, когда невозможно, при имеющемся наборе сменных зубчатых колес, точно настроить гитару $i_{обк}$. Тогда во внутренней связи группы Φ_v параллельно гитаре $i_{обк}$ посредством планетарного дифференциала Σ подключается гитара $i_{диф}$. В итоге внутренняя связь группы имеет вид:

$$\begin{array}{ccccccc} B_1 & \rightarrow & 1 & \rightarrow & 2 & \rightarrow & \Sigma & \rightarrow & i_{обк} & \rightarrow & 3 & \rightarrow & 4 & \rightarrow & B_2 \\ & & & & & & \uparrow & & & & \downarrow & & & & \\ & & & & & & 9 & \leftarrow & i_{диф} & \leftarrow & 7 & \leftarrow & i_s & & \end{array}$$

Рассмотрим особенности вывода ФН для гитар $i_{обк}$ и $i_{диф}$ для этого случая настройки.

Задают z_{ϕ} большее или меньшее к z нарезаемому, но удобное для настройки гитары $i_{обк}$.

Настройка гитары $i_{обк}$ по $z_{ф}$ дает погрешность

$$\Delta z = \pm(z - z_{ф}).$$

Эта погрешность уточняется в зависимости от s_6 по выражению

$$\Delta z = (1/5 - 1/10)s_6.$$

После этого окончательно устанавливают:

$$z_{ф} = z \pm \Delta z.$$

Затем выражают z/k через $z_{ф}$. Как результат,

$$z/k = z_{ф}/k \pm \Delta z/k.$$

По $z_{ф}/k$ настраивают гитару $i_{обк}$, а по $\Delta z/k$ гитару $i_{диф}$.

ФН для гитары $i_{обк}$ имеет вид:

$$i_{обк} = c_1 \cdot k/z_{ф}.$$

Выведем ФН для гитары $i_{диф}$. Расчетная цепь для этой гитары:

$$1 - 2 - \Sigma - 9 - i_{диф} - 7 - i_s - 3 - 4.$$

Тогда РП:

1 оборот фрезы (B_1) $\rightarrow k/\Delta z$ дополнительного поворота заготовки (B_2).

УКЦ:

$$k/\Delta z = 1 \cdot i_{04} \cdot i_{\Sigma}^z \cdot i_s \cdot i_{диф}.$$

Подставляя в полученное уравнение значение i_s , после преобразований получим ФН:

$$i_{диф} = c_1 \cdot k \cdot s_6 / \Delta z.$$

В формулу входит значение вертикальной подачи s_6 . Поэтому гитара подач в рассматриваемом варианте настраивается точно.

Частная кинематическая структура для нарезания цилиндрических колес с винтовым зубом. Данная структура содержит две сложных группы: скорости резания, или обката, $\Phi_v(B_1B_2)$ и вертикальной подачи (касания) $\Phi_{s1}(П_3*B_1B_4)$. При рассмотрении способов обработки зубчатых колес было отмечено, что во всех вариантах профилирование зубьев осуществляется одной и той же группой Φ_v . Эта группа рассмотрена при описании предыдущей частной структуры.

Группа $\Phi_{s1}(П_3*B_1B_4)$ – сложная, двухэлементарная. Ее внутренняя связь:

$$П_3 \leftarrow TB1 \leftarrow 5 \rightarrow \leftarrow 6 \leftarrow 7 \rightarrow i_{диф} \rightarrow 8 \rightarrow 9 \rightarrow \Sigma \rightarrow i_{обк} \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow B_4.$$

Внешняя связь:

$$M \rightarrow i_v \rightarrow 2 \rightarrow \Sigma \rightarrow i_{обк} \rightarrow i_s \rightarrow 7.$$

Группа настраивается: на траекторию – гитарой $i_{диф}$, на скорость – гитарой или простой коробкой подач i_s , на путь и исходную точку – по упорам системы управления.

В рассматриваемой структуре делительный стол заготовки является исполнительным звеном обеих формообразующих групп. Поэтому внутренние связи обеих групп соединены планетарным суммирующим механизмом Σ , осуществляющим физическое сложение движений B_1 и B_4 . Выведем ФН для органов настройки $i_{диф}$ и i_s .

Расчетная цепь для гитары $i_{диф}$ совпадает с внутренней связью группы. Поэтому РП для расчетной цепи, называемой цепью дифференциала, обеспечивающей согласование перемещения фрезы вдоль заготовки с ее дополнительным вращением, записываются в виде:

$$T \text{ мм перемещения фрезы } (P_3) \rightarrow 1 \text{ об. заготовки } (B_4),$$

где T – шаг винтовой линии зуба колеса.

Тогда УКЦ:

$$1 = T/P_{ТВ1} \cdot i_{04} \cdot i_{диф} \cdot i_{\Sigma}^z \cdot i_{обк}.$$

Откуда ФН:

$$i_{диф} = c_2/T \cdot i_{обк},$$

где $c_2 = P_{ТВ1} / i_{04} \cdot i_{\Sigma}^z$ – константа.

В полученном выражении для ФН заменим T и $i_{обк}$ их значениями. Из развертки зубчатого колеса с винтовым зубом

$$T = \frac{\pi m_s z}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{\pi m_n z}{\cos \beta} = \frac{\pi m_n z}{\sin \beta},$$

где m_s – модуль осевой;

m_n – модуль нормальный;

z – число зубьев нарезаемого колеса;

β – угол наклона винтового зуба.

После замены окончательно получим:

$$i_{диф} = \frac{c_2 \sin \beta}{\pi k m_n}.$$

По полученной ФН передаточное отношение $i_{диф}$ вычисляют с точностью до пятого или шестого знака после запятой.

Расчетная цепь для органа настройки i_s такая же, как и при нарезании прямозубых колес. Поэтому ФН, полученная в соответствующей структуре, используется также и в рассматриваемой частной структуре.

Частная кинематическая структура для нарезания червячных колес при радиальном врезании. Данная структура содержит общую для всех рассматриваемых частных структур группу обката $\Phi_v(B_1B_2)$, воспроизводящую профиль зубьев, и простую группу радиального врезания $Vp_s(\Pi_7^*B_1)$ на высоту зубьев.

Внутренняя связь группы радиального врезания:

горизонтальные направляющие \rightarrow стол или стойка суппорта (Π_7).

Внешняя связь: кинематическая цепь, связывающая электродвигатель M со звеном соединения связей (стол или стойка суппорта), т.е.

$$M \rightarrow i_v \rightarrow \Sigma \rightarrow i_{обк} \rightarrow i_s \rightarrow 10 \rightarrow 14 \rightarrow TB2(\Pi_7^*B_1).$$

Группа настраивается: на скорость (радиальную подачу) – общим для всех рассматриваемых частных структур органом настройки i_s , на путь и исходную точку – по упорам системы управления. Выведем ФН для органа настройки i_s . Расчетная цепь, называемая цепью радиальных подач,

$$4 - 3 - i_s - 10 - 14 - TB2.$$

РП:

1 об. стола $\rightarrow s_p$ перемещения стойки стола ($\Pi_7^*B_1$),

где s_p – радиальная подача на 1 об. заготовки.

УКЦ:

$$s_p = i_{05} \cdot i_s \cdot P_{TB2}.$$

ФН:

$$i_s = s_p / i_{05} \cdot P_{TB2} = c_3 \cdot s_p,$$

где $c_3 = 1 / i_{05} \cdot P_{TB2}$ – константа.

Частная кинематическая структура для нарезания червячных колес при тангенциальном, или осевом врезании. Эта структура содержит рассмотренную выше группу формообразования Φ_v . Поэтому рассмотрим только кинематическую группу тангенциального, или осевого врезания $Vp_o(\Pi_5^*B_1B_6)$. Эта группа сложная двухэлементарная, обеспечивающая функциональную связь между осевым перемещением Π_5 и дополнительным поворотом заготовки B_6 . Ее внутренняя связь:

$$\Pi_5 \leftarrow TB3 \leftarrow 11 \leftarrow 12 \rightarrow i_{танг} \rightarrow 13 \rightarrow 9 \rightarrow \Sigma \rightarrow i_{обк} \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow B_6.$$

Внешняя связь:

$$M \rightarrow i_v \rightarrow \Sigma \rightarrow i_{обк} \rightarrow 3 \rightarrow i_s \rightarrow 10 \rightarrow 7 \rightarrow 12.$$

Группа настраивается: на траекторию – гитарой $i_{танг}$, на скорость – органом настройки i_s , на путь и исходную точку – упорами системы управления. Выведем ФН для обоих органов настройки группы.

Гитара сменных колес $i_{танг}$. Расчетная цепь совпадает с внутренней связью. Поэтому РП:

$$L \text{ тангенциального перемещения фрезы (П}_5) \rightarrow L/\pi m z \text{ об. заготовки (В}_6).$$

Тогда УКЦ:

$$\frac{L}{\pi m z} = \frac{L}{t_{ТВ}} \cdot i_{06} \cdot i_{танг} \cdot i_{\Sigma} \cdot i_{обк}.$$

В полученное уравнение входит иррациональное число π и шаг тягового вала $t_{ТВ}$. Поэтому винт тангенциального перемещения протяжного суппорта фрезы, с целью устранения иррациональности при определении передаточного отношения гитары $i_{диф}$, изготавливают с модульной резьбой. Учитывая это обстоятельство, а также заменяя передаточное отношение $i_{обк}$ его значением, полученным при рассмотрении кинематической структуры для нарезания прямозубых колес, после элементарных преобразований, получим ФН:

$$i_{танг} = c_4 k m,$$

где c_4 – константа;

k – количество заходов фрезы;

m – модуль нарезаемого колеса.

Орган настройки i_s . Расчетная цепь, включающая орган настройки, связывает делительный стол заготовки с тяговым валом $ТВ3$ тангенциального перемещения фрезы. Тогда РП:

$$1 \text{ об. заготовки} \rightarrow s_o \text{ перемещения фрезы (П}_5),$$

где s_o – тангенциальная подача на 1 об. нарезаемого колеса.

УКЦ:

$$s_o = 1 \cdot i_{07} \cdot i_s \cdot P_{ТВ3}.$$

ФН:

$$i_s = c_5 \cdot s_o,$$

где c_5 – константа.

Частная кинематическая структура для нарезания червячных колес при тангенциальном или осевом врезании используется, преимущественно,

в крупносерийном и массовом производствах. Здесь наиболее полно проявляются преимущества такого способа обработки – большой период стойкости фрезы и повышенная точность обработки. Объясняется это тем, что зубья фрезы, расположенные на заборном конусе, срезают основную часть металла заготовки.

При нарезании цилиндрических колес с винтовым зубом и червячных колес при тангенциальном врезании делительный стол заготовки совершает суммарное вращение соответственно $B_2 \pm B_4$ или $B_2 \pm B_6$, т.к. является исполнительным звеном одновременно работающих двух исполнительных групп. Два движения на одном исполнительном звене физически складываются планетарным дифференциалом. Поэтому кинематическую структуру зубофрезерных станков, имеющих дифференциалы, и их кинематическую настройку называют дифференциальными.

Червячные фрезы весьма сложный и дорогостоящий инструмент. Стоимость таких фрез составляет до 50% стоимости зуборезной операции. При зубофрезеровании фрезы изнашиваются на небольшом участке, т.к. контакт инструмента с заготовкой небольшой по сравнению с длиной фрезы. Обычно из нескольких десятков зубьев фрезы изнашиваются 3–5 зубьев. Поэтому для более полного использования червячных фрез необходимо осуществлять ее периодическую осевую передвижку. Такое перемещение способствует выравниванию износа и увеличивает период размерной стойкости фрез, а, следовательно, и срок их службы. Для этого в кинематическую структуру зубофрезерных станков введена вспомогательная группа осевой передвижки фрезы в конце цикла обработки очередного колеса, что позволяет периодически включать в резание очередные зубья фрезы. Эта группа имеет отдельный электродвигатель. Величина передвижки в конце каждого цикла регулируется временем работы электродвигателя, устанавливаемым посредством реле времени в схеме системы управления циклом зубофрезерования, а общий путь передвижки задается электроупорами. Еще больший эффект достигается при зубофрезеровании с диагональной подачей, обеспечивающей непрерывное осевое перемещение фрезы во время обработки. В этом случае к рассмотренной выше схеме нарезания цилиндрических колес двумя формообразующими группами Φ_v и Φ_{s1} добавляется третья – Φ_{s2} , являющаяся аналогом группы тангенциального врезания при зубофрезеровании червячных колес. В итоге за цикл обработки фреза будет перемещаться по диагонали, и все ее зубья последовательно пройдут зону обработки. При зубофрезеровании цилиндрических колес с диагональной подачей (рисунок 9.10) используют по сравнению со стандартными более длинные червячные фрезы.

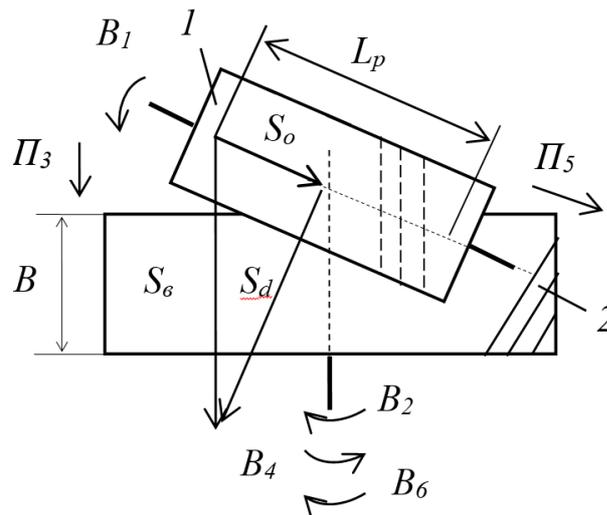


Рисунок 9.10. - Схема способа диагонального зубофрезерования

При этом способе обработки вертикальную подачу выбирают по режимам резания также, как при обработке по традиционной схеме, а осевую подачу определяют на основе следующей пропорции.

Когда фреза 1 пройдет путь вдоль своей оси, равный l_p , а по вертикали – B , заготовка 2 сделает $l_p/s_o = B/s_g$ оборотов. Откуда

$$s_o = s_g l_p / B,$$

где s_g – вертикальная подача, мм/об; s_o – осевая подача, мм/об; l_p – рабочая длина фрезы, величину которой можно принимать на два витка меньшей общей длины фрезы; B – высота зубчатого колеса.

При зубофрезеровании колес с винтовым зубом с диагональной подачей фрезы делительный стол совершает суммарное вращение $B_2 \pm B_4 \pm B_6$, т.к. является исполнительным звеном трех кинематических групп, работающих одновременно. Для физического сложения трех движений на одном исполнительном звене необходимы два дифференциала для последовательного сложения движений. В рассматриваемой кинематической структуре есть только один дифференциал. Поэтому воспользуемся математическим сложением движений B_4 и B_6 . Это позволяет следующим образом модифицировать группы формообразования: $\Phi_v(B_1 B_2)$, $\Phi_{s1}(P_3 B_4 \pm B_6)$, $\Phi_{s2}(P_5)$. При этом кинематическая структура и расчетные цепи сложных групп Φ_v и Φ_{s1} , соединенных планетарным дифференциалом, остаются такими же, как и при обработке колес с винтовым зубом. Однако в РП для гитары $i_{диф}$, расположенной в группе Φ_{s1} , необходимо внести поправку, учитывающую математическое сложение движений.

При вертикальном перемещении фрезы на величину s_g для получения винтового зуба делительный стол в движении (B_4) должен повернуться

на s_o/T оборота, а при осевом (тангенциальном) перемещении фрезы на s_o этот стол в движении (B_6) дополнительно повернется на $\pm s_o \cdot k/z \cdot T_{фр}$, где T – шаг винтовой линии зуба нарезаемого колеса; $T_{фр} = \pi m_n k / \cos \gamma$ – ход фрезы; k – число заходов фрезы; z – число нарезаемых зубьев.

Следовательно, РП для расчетной цепи дифференциала можно представить в виде:

$$s_o \text{ мм перемещ. фрезы (} P_3 \text{)} \rightarrow s_o/T \pm s_o \cdot k/z \cdot T_{фр} \text{ об. дел. стола (} B_4 \pm B_6 \text{)}.$$

По данным РП составим УКЦ:

$$s_o/T \pm s_o \cdot k/z \cdot T_{фр} = s_o/t_{ТВ} \cdot i_{08} \cdot i_{\text{диф}} \cdot i_{\Sigma}^z \cdot i_{\text{обк}}.$$

Откуда

$$i_{\text{диф}} = (s_o/T \pm s_o \cdot k/z \cdot T_{фр}) t_{ТВ} / i_{08} i_{\Sigma}^z i_{\text{обк}}.$$

Заменив в полученном выражении T , $T_{фр}$, s_o , $i_{\text{обк}}$ их значениями и, объединив постоянные коэффициенты в константы, получим ФН:

$$i_{\text{диф}} = c_6 \frac{\sin \beta}{k m_n} \pm c_7 \frac{l_p}{B} \cdot \frac{\cos \gamma}{k m_n}.$$

Из полученной ФН следует, что цепь дифференциала при зубофрезеровании колес с винтовым зубом при касательном врезании выполняет две функции: обеспечивает образование винтового зуба (первая составляющая ФН) и компенсирует осевое (тангенциальное) перемещение фрезы (вторая составляющая ФН).

Рассмотренная типовая кинематическая структура универсального зубофрезерного станка реализована в ряде базовых моделей станков – полуавтоматов, имеющих типовую компоновку (рисунок 9.11).

В стойка 3 с пультом управления, в которой находятся гитары обката и дифференциала. По вертикальным призматическим направляющим стойки перемещается каретка 4 с поворотным фрезерным суппортом 6. Его установка на требуемый угол осуществляется вращением валика 5. С правой стороны на V-образных направляющих основания 1 установлен стол 9 с задней стойкой 8, по направляющим которой перемещается контрподдержка 7, управляемая рукояткой 10. На корпусе стола размещены рукоятки 11 ручного насоса смазки и рукоятки 12, 13 для перемещения стола и установки его упоров. На основании в коробке 14 помещены бесконтактные конечные выключатели. Станок оснащен путевой системой управления. Настройка цикла работы осуществляется переставными упорами и соответствующими переключателями пульта управления.

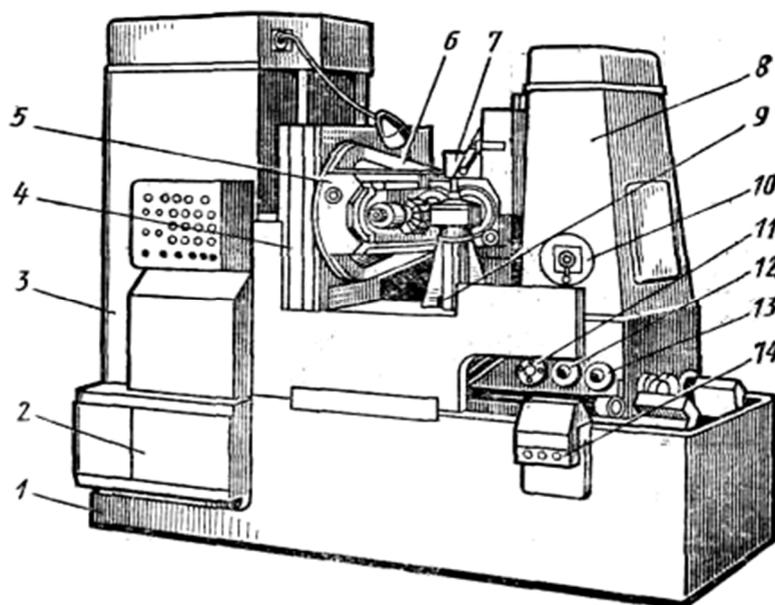


Рисунок 9.11. – Универсальный зубофрезерный полуавтомат

9.2.1 Универсальный зубофрезерный полуавтомат модели 53A50

Предназначен для нарезания червячными фрезами цилиндрических и червячных колес в условиях индивидуального и серийного производства. Компоновка вертикальная.

Техническая характеристика. Наибольший диаметр обрабатываемого колеса 500 мм; наибольший модуль обрабатываемого колеса 10 мм; частота вращения фрезы 40–405 мин⁻¹; подача, мм/об: продольная 0,75–7,5; радиальная 0,22–2,25; тангенциальная 0,13–2,6.

Кинематическая схема станка (рисунок 9.12) включает все частные структуры рассмотренной типовой структурной схемы зубофрезерного станка.

Частная кинематическая структура для нарезания цилиндрических колес прямыми зубьями. Рассматриваемая структура содержит две формообразующие группы: обката $\Phi_v(B_1B_2)$ и касания, или вертикальной подачи, $\Phi_{s1}(П_3*B_1)$.

Группа $\Phi_v(B_1B_2)$ – сложная, двухэлементарная. Ее внутренняя связь, называемая цепью обката, профилирования или деления – развитая кинематическая цепь, связывающая червячную фрезу 5 и делительный стол 7, несущий заготовку 6 нарезаемого колеса:

$$B_1 \leftarrow 5 \leftarrow 68/17 \leftarrow 29/29 \leftarrow 29/29 \leftarrow 27/27 \rightarrow (i_{\Sigma}^6 = 1) \rightarrow 58/58 \rightarrow e/f \rightarrow \\ \rightarrow (i_x = a_2c_2/b_2d_2) \rightarrow 33/33 \rightarrow 35/35 \rightarrow 1/96 \rightarrow 7 \rightarrow B_2.$$

ления; на направление реверсом (39/65 R48/48 · 36/60). Реверс осуществляется муфтами 3 и 4.

Обе группы соединены между собой общим электродвигателем M_1 и частью передач структурных связей. Во внутренней связи группы обката, часть которой одновременно входит во внешнюю связь группы подачи, расположен суммирующий механизм (конический дифференциал Σ).

Выведем ФН для кинематических органов настройки рассматриваемой частной структуры.

Внутренняя связь группы $\Phi_v(B_1B_2)$ и расчетная цепь для органа настройки на траекторию совпадают. Следовательно, РП для органа настройки $i_{x\text{двиг}}^{\text{движения обката}}$ имеет вид:

$$1 \text{ об. фрезы } (B_1) \rightarrow k/z \text{ об. заготовки } (B_2),$$

где k – число заходов фрезы;

z – число зубьев нарезаемого колеса.

Тогда УКЦ:

$$k/z = 1 \cdot 68/17 \cdot 29/29 \cdot 29/29 \cdot 27/27 \cdot (i_{\Sigma}^e = 1) \cdot 58/58 \cdot e/f \\ (i_x = a_2 c_2 / b_2 d_2) \cdot 33/33 \cdot 35/35 \cdot 1/96.$$

Откуда ФН:

$$(i_x = a_2 c_2 / b_2 d_2) = 24k/z \cdot f/e.$$

Зубчатые колеса f и e используются для расширения диапазона настроек и перестраиваются значительно реже, чем колеса a_2 , b_2 , c_2 , d_2 . Их передаточное отношение постоянно и равно 1, 1/2, 2. Для данной пары колес предусмотрены четыре сменных колеса с числами зубьев 36, 54, 54, 72.

При $Z \leq 131$, $e = f = 54$, а при $Z > e = 36$, $f = 72$.

Расчетная цепь для органа настройки $i_v = a_3/b_3$ связывает электродвигатель M_1 с червячной фрезой 5. РП для этого органа настройки

$$n_M \text{ мин}^{-1} \rightarrow n_{\Phi} \text{ мин}^{-1} \text{ фрезы } (B_1).$$

Тогда УКЦ:

$$n_{\Phi} = (n_M = 1460) \cdot 116/224 \cdot (i_v = a_3/b_3) \cdot 29/29 \cdot 29/29 \cdot 29/29 \cdot 17/68.$$

Откуда ФН:

$$(i_v = a_3/b_3) = n_{\Phi} / 190.$$

Вертикальная подача каретки задается относительно 1 оборота нарезаемого колеса. Следовательно, РП для органа настройки i_y :

$$1 \text{ об. заготовки} \rightarrow s_g \text{ мм перемещения каретки } (П_3),$$

где s_g – вертикальная подача в мм/об.

Тогда УКЦ:

$$s_e = 1 \cdot 96/1 \cdot 33/33 \cdot 2/26 \cdot 44/44 \cdot (i_y = a_4/b_4) \cdot 39/65 \cdot 50/45 \cdot 45/50 \cdot 1/24 \times \\ \times (P_{TB} = 10).$$

Откуда ФН:

$$i_y = 9s_e / 10.$$

Гайка вертикального тягового вала TB жестко закреплена в каретке. При вращении ТВ невращающаяся гайка перемещается вместе с кареткой.

Частная кинематическая структура для нарезания цилиндрических колес с винтовым зубом. Данная структура содержит две сложных группы: скорости резания, или обката, $\Phi_v(B_1B_2)$ и вертикальной подачи (касания) $\Phi_{s1}(П_3*V_1V_4)$. При рассмотрении способов обработки зубчатых колес было отмечено, что во всех вариантах профилирование зубьев осуществляется одной и той же группой Φ_v . Эта группа рассмотрена при описании предыдущей частной структуры.

Группа $\Phi_{s1}(П_3*V_1V_4)$ – сложная, двухэлементарная. Ее внутренняя связь:

$$П_3 \leftarrow 1/(P_{TB} = 10) \leftarrow 24/1 \leftarrow \rightarrow 33/22 \rightarrow (i_\varphi = a_1 c_1 / b_1 d_1) \rightarrow 27/27 \leftarrow \cdot 1/45 \rightarrow \\ \rightarrow (i_\Sigma^z = 1/2) \rightarrow 58/58 \rightarrow e/f(i_x = a_2 c_2 / b_2 d_2) \rightarrow 33/33 \rightarrow 35/35 \rightarrow 1/96 \rightarrow V_4.$$

Внешняя связь:

$$(M_1 = 1460 \text{ мин}^{-1}) \rightarrow 116/224 \rightarrow (i_v = a_3/b_3) \rightarrow 29/29 \rightarrow 27/27 \rightarrow (i_\Sigma^z = 1/2) \rightarrow \\ \rightarrow 58/58 \rightarrow e/f(i_x = a_2 c_2 / b_2 d_2) \rightarrow 44/44 \rightarrow (i_y = a_4/b_4) \rightarrow 39/65 \rightarrow 50/45 \rightarrow \\ \rightarrow 45/45 \rightarrow \text{вал, несущий колесо, } z = 33 \text{ и червяк } k = 1,$$

где звено соединения связей – вал, несущий колесо, $z = 33$ и червяк $k = 1$.

Группа настраивается: на траекторию – гитарой i_φ ; на скорость – гитарой i_y ; на путь и исходную точку по упорам системы управления.

В рассматриваемой структуре делительный стол заготовки является исполнительным звеном обеих формообразующих групп. Поэтому внутренние связи обеих групп соединены планетарным суммирующим механизмом Σ , осуществляющим физическое сложение движений V_1 и V_4 . Выведем ФН для органов настройки i_φ и i_y .

Расчетная цепь для гитары i_φ совпадает с внутренней связью группы. Поэтому РП для расчетной цепи, называемой цепью дифференциала, обеспечивающей согласование перемещения фрезы вдоль заготовки с дополнительным ее вращением, записываются в виде:

$$T \text{ мм перемещения каретки фрезы } (П_3) \rightarrow 1 \text{ об. заготовки } (V_4),$$

где T – шаг винтовой линии зуба нарезаемого колеса.

Тогда УКЦ:

$$1 = T/P_{TB} \cdot 24/1 \cdot 33/22 \cdot i_{\varphi} \cdot 27/27 \cdot 1/45 \cdot i_{\Sigma^z} \cdot 58/58 \cdot eff \cdot i_x \cdot 33/33 \cdot 35/35 \cdot 1/96.$$

В полученном выражении заменим T , i_x , i_{Σ^z} их значениями. Из раз-
вертки зубчатого колеса с винтовым зубом известно,

$$T = \frac{\pi m_s z}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{\pi m_n z}{\cos \beta} = \frac{\pi m_n z}{\sin \beta},$$

где m_s – модуль осевой;

m_n – модуль нормальный;

z – число зубьев нарезаемого колеса;

β – угол наклона винтового зуба.

Откуда ФН после преобразования и вычисления

$$i_{\varphi} = \frac{7,957747 \sin \beta}{m_n k}.$$

По ФН при настройке станка передаточное отношение i_{φ} вычисляют с точностью до пятого или шестого знака после запятой.

Расчетная цепь для органа настройки i_y такая же, как и при нарезании прямозубых колес. Поэтому ФН, полученная в предшествующей структуре, используется также и в рассматриваемой частной структуре.

Частная кинематическая структура для нарезания червячных колес при радиальном врезании. Данная структура содержит общую для всех рассматриваемых частных структур группу обката $\Phi_v(B_1 B_2)$, воспроизводящую профиль зубьев, и простую группу радиального врезания $Vp_s (П_7 * B_1)$ на высоту зубьев.

Внутренняя связь группы радиального врезания:

горизонтальные направляющие →
→ задняя стойка с делительным столом (П₇).

Внешняя связь: кинематическая цепь, связывающая электродвигатель M_1 со звеном соединения связей – задней стойкой, т.е.

$$(M_1 = 1460 \text{ мин}^{-1}) \rightarrow 116/224 \rightarrow (i_v = a_3/b_3) \rightarrow 29/29 \rightarrow 27/27 \rightarrow (i_{\Sigma^e} = 1) \rightarrow \\ \rightarrow 58/58 \rightarrow eff \rightarrow (i_x = a_2 c_2 / b_2 d_2) \rightarrow 2/26 \rightarrow 44/44 \rightarrow (i_y = a_4 / b_4) \rightarrow \\ \rightarrow (39/65 R 48/48 \cdot 36/60) \rightarrow 45/50 \rightarrow 34/61 \rightarrow 1/36 \rightarrow (P_{TB} = 10).$$

Группа настраивается: на скорость (радиальную подачу) – общим для всех рассматриваемых частных структур, органом настройки i_y ; на путь и исходную точку – по упорам системы управления.

Выведем ФН для органа настройки i_y . Расчетная цепь, называемая цепью радиальных подач, связывает делительный стол 7 с задней стойкой. Поэтому РП для органа настройки i_y имеют вид:

$$1 \text{ об.стола } 7 \rightarrow s_p \text{ перемещения стойки } (П_7 * B_1),$$

где s_p – радиальная подача на 1 об. заготовки.

Тогда УКЦ:

$$s_p = 1 \cdot 96/1 \cdot 35/35 \cdot 33/33 \cdot 2/26 \cdot 44/44 \cdot (i_y = a_4/b_4) \\ 48/48 \cdot 45/50 \cdot 34/61 \cdot 1/36 \cdot (P_{TB} = 10).$$

Откуда ФН:

$$(i_y = a_4/b_4) = s_p.$$

Гайка горизонтального тягового вала TB смонтирована в червячном колесе 36. При вращении этого колеса невращающийся TB передвигается вместе со стойкой.

Реверс тяговых валов обеспечивается заблокированными муфтами M_3 и M_4 .

Ускоренное перемещение каретки и задней стойки осуществляется от отдельного электродвигателя

Ускоренные перемещения (позиционирование) каретки и стойки осуществляются от электродвигателя M_2 по расчетным цепям:

Каретка.

$$(M_2 = 1430 \text{ мин}^{-1}) \cdot 25/25 \cdot 36/40 (M_2) \cdot 50/45 \cdot 1/24 \\ (P_{TB} = 10) \approx 600 \text{ мм/мин.}$$

Стойка.

$$(M_2 = 1430 \text{ мин}^{-1}) \cdot 25/25 \cdot 36/40 (M_1) \cdot 34/61 \cdot 1/36 \cdot \cdot \\ (P_{TB} = 10) \approx 200 \text{ мм/мин.}$$

Включение данных исполнительных органов осуществляется заблокированными муфтами M_1 и M_2 .

Для более полного использования червячных фрез кинематическая структура рассматриваемого станка включает вспомогательную группу $Bc(П_8)$ периодической осевой передвижки фрезы в конце цикла обработки очередного зубчатого колеса. Группа простая. Ее внутренняя связь – элементарная поступательная пара:

$$\text{направляющие фрезерного суппорта} \rightarrow \text{корпус оправки фрезы } (П_8).$$

Внешняя связь имеет вид:

$$(M_3 = 1400 \text{ мин}^{-1}) \rightarrow 1/20 \rightarrow 1/62 \rightarrow (P_{TB} = 8 \text{ мм}).$$

Группа настраивается на путь и направление. Причем величина передвижки в конце каждого цикла задается временем работы электродвигателя, устанавливаемым посредством реле времени в схеме системы управления циклом зубофрезерования, а общий путь передвижки и его направление – электроупорами. Скорость осевого перемещения постоянна ≈ 9 мм/мин.

9.2.2 Шлицефрезерный станок модели 5350А

Основное назначение шлицефрезерных станков – фрезерование шлицевых валов шлицефрезерными червячными фрезами. Возможно также фрезерование вал-шестерен модульными червячными фрезами. Компонировка, как правило, с горизонтальной осью обрабатываемой детали.

Техническая характеристика. Высота центров; наибольший диаметр фрезерования 150 мм; наибольший модуль фрезерования 6 мм; наибольший диаметр фрезы 140 мм; количество нарезаемых шлицев (зубьев) 4–36; расстояние между осями фрезы и изделия 160 мм; частота вращения фрезы 80–250 мин⁻¹; количество частот вращения фрезы 6; пределы подач 0,63–5 мм/об; количество подач 12.

На рисунке 9.13 приведен общий вид станка.

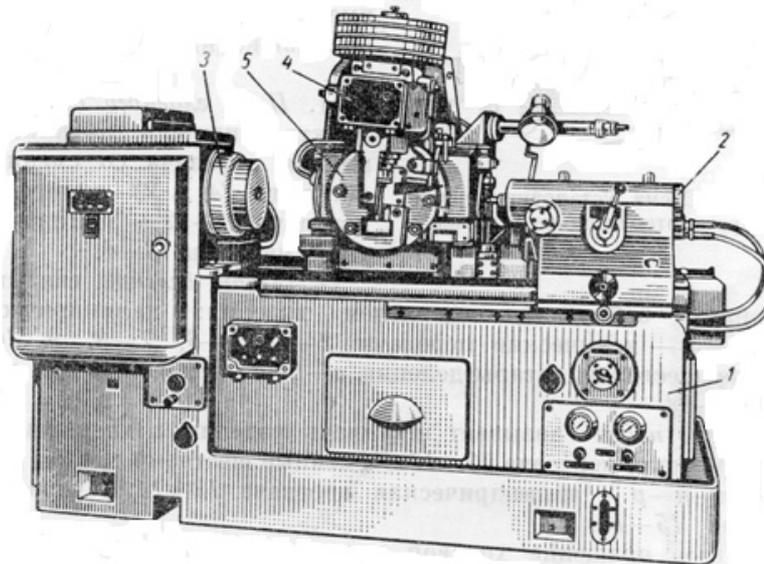


Рисунок 9.13. – Общий вид шлицефрезерного станка модели 5350

В направляющих станины 1 перемещается задняя бабка 2, которую можно перемещать вдоль станины и закреплять в необходимом положении соответственно с размерами обрабатываемой детали. Деталь устанавливается в центрах передней 3 и задней 2 бабки. Фрезерная головка 4 несет шпиндель 5 червячной фрезы. Фрезерная головка (рисунок 9.14) смонтирована с возможностью поворота в вертикальной плоскости для установки оси

червячной фрезы относительно детали под углом λ . При фрезеровании прямых шлицев и прямозубых колес этот угол равен углу β_ϕ подъема винтовой нарезки червячной фрезы. При нарезании винтовых шлицев и цилиндрических колес с винтовыми зубьями ось червячной фрезы устанавливают в зависимости от углов наклона винтовых нарезок фрезы и обрабатываемой детали следующим образом:

- если углы наклона винтовых нарезок червячной фрезы β_ϕ и нарезаемой детали β_d одноименны (оба левые или оба правые), то угол установки оси фрезы равен $\lambda = \beta_d - \beta_\phi$;

- если углы наклона винтовых нарезок червячной фрезы β_ϕ и нарезаемой детали β_d разноименны (фреза левая, а деталь правая и наоборот), то угол установки оси фрезы равен $\lambda = \beta_d + \beta_\phi$.

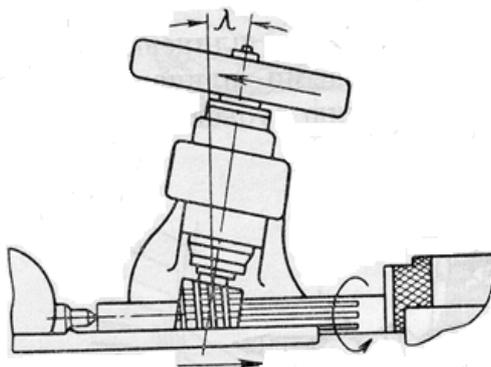


Рисунок 9.14. – Установка фрезы относительно заготовки

При обработке обрабатываемая заготовка вращается, а фрезерная головка перемещается относительно заготовки, параллельно линии центров станка (см. рисунок 9.14).

Червячная фреза представляет собой совокупность исходных режущих реек, расположенных на цилиндре и смещенных одна относительно другой по винтовой линии. Режущий контур зубьев, каждый из которых имеет правую и левую режущие кромки в виде материальных линий, очерчен отрезками прямых для прямобочного шлица и отрезками левой и правой эвольвент для эвольвентного шлица (зуба колеса). Размеры режущих зубьев обычно соответствуют размерам впадин между нарезаемыми шлицами (зубьями), а их геометрическое взаимное положение обусловлено необходимостью выполнения делительного процесса и определяется окружным шагом нарезаемого шлицевого вала (зубчатого колеса). Форма режущей кромки червячной фрезы и форма профиля зуба или шлица нарезаемого вала различаются между собой. Поэтому профили шлицев (зубьев) можно получить только посредством обката.

Боковые поверхности прямобочных шлицев очерчены отрезками прямой, а боковые поверхности эвольвентных шлицев – отрезками левой и правой эвольвент. Линия прямобочных и эвольвентных шлицев по длине может быть как прямой, так и винтовой.

Воспроизводящие прямая и винтовая линии по длине шлица (зуба) образуются способом касания, т.к. образуемая линия является касательной к ряду дополнительных окружностей, создаваемых вращающимися материальными точками воспроизводящего режущего контура. Таким образом, образование боковой поверхности шлица (зуба) будет осуществляться сочетанием обката (профиль шлица или зуба) и касания (линия шлица или зуба по длине).

По способу образования поверхности устанавливаем количество движений формообразования. Для воспроизведения профиля обкатом требуется одно сложное движение формообразования, состоящее из двух функционально связанных элементарных (простых) движений. Для воспроизведения прямой линии по длине касанием – составное движение, состоящее из двух простых движений формообразования, а для воспроизведения винтовой линии по длине – сложное движение формообразования, состоящее из функционально связанных составного и простого движений. Следовательно, станок должен содержать две частные кинематические структуры, из которых одна предназначена для обработки прямых шлицев и цилиндрических прямозубых колес, а другая для обработки винтовых шлицев и винтовых (косозубых) колес.

При фрезеровании червячными фрезами процессы деления и врезания осуществляются попутно в процессе формообразования. Следовательно, основная часть структуры станка должна состоять только из формообразующих групп.

По форме производящих геометрических линий образуемой поверхности и форме режущей кромки инструмента определяем состав каждого исполнительного движения и составляем условную запись этих движений.

При формообразовании винтового шлица (зуба) червячной фрезой кинематическая структура станка должна воспроизводить два сложных движения формообразования: движение обката (скорости резания) $\Phi_v(B_1B_2)$ и винторезное движение (подачи) $\Phi_s(B_1*P_3B_4)$.

По условной записи исполнительных движений находим (рисунок 9.15) исполнительные звенья, совершающие соответствующие элементарные движения. В станке такими звеньями являются шпиндель 1 фрезы (движение B_1), шпиндель 2 заготовки (движение B_2) и фрезерная головка 3 (движение P_3). Таким образом, четыре элементарных движения осуществляют только три подвижных звена. Следовательно, общее исполнительное звено (шпиндель 2) должен совершать два элементарных движения B_1 и B_4 .

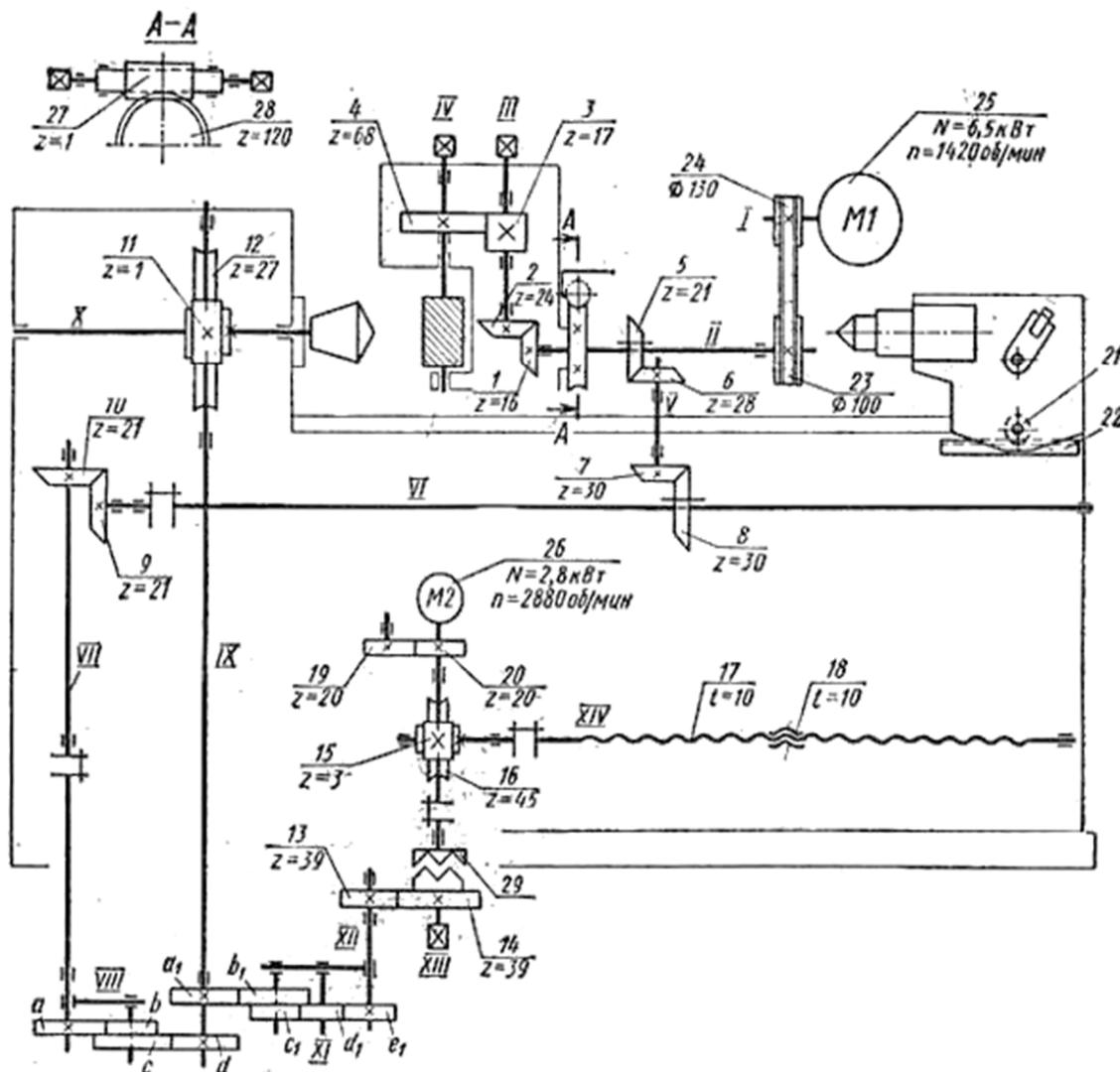


Рисунок 9.15. – Кинематическая схема станка модели 5350А

Два элементарных движения на одном звене физически суммируются с помощью дифференциала. Однако в кинематике станка он отсутствует. Слагаемые движения имеют одинаковую скоростную характеристику, продолжительность их одинакова и создаются они одним источником движения. Следовательно, эти движения суммируются математически без дифференциала. В этом случае запись исполнительных движений будет иной – $\Phi_v(B_1 B_2 \pm B_4)$ и $\Phi_s(B_1 * П_3)$. При этом между кинематическими группами обязательно должна быть кинематическая связь.

Анализируем состав кинематических групп. Группа формообразования, создающая движение обката $\Phi_v(B_1 B_2 \pm B_4)$. Движение сложное, двух-элементарное, замкнутое, воспроизводит зацепление червячной передачи.

Внутренняя связь группы:

$$B_1 \leftarrow \frac{68}{17} \leftarrow \frac{24}{16} \leftarrow \frac{21}{28} \rightarrow \frac{30}{30} \rightarrow \frac{21}{21} \rightarrow \left(i_x = \frac{a \cdot c}{b \cdot d} \right) \rightarrow \frac{1}{27} \rightarrow B_2 \pm B_4$$

Внешняя связь:

$$M1 \rightarrow \left(i_v = \frac{d_1}{d_2} \right) \rightarrow z_{21} \text{ (звено соединения связей).}$$

Группа настраивается по двум параметрам: на траекторию – гитарой сменных зубчатых колес i_x и скорость резания сменными шкивами i_v .

Группа формообразования, создающая движение подачи $\Phi_s(B_1^*P_3)$. Движение подачи составное, незамкнутое.

Внутренняя связь группы – поступательная пара:

суппорт фрезерной головки → направляющие станины.

Внешняя связь:

$$M1 \rightarrow \left(i_v = \frac{d_1}{d_2} \right) \rightarrow \frac{21}{28} \rightarrow \frac{30}{30} \rightarrow \frac{21}{21} \rightarrow \left(i_s = \frac{a_1}{b_1} \cdot \frac{c_1}{d_1} \cdot \frac{d_1}{e_1} \right) \rightarrow \frac{24}{54} \rightarrow \frac{3}{45} \rightarrow TB \rightarrow P_3.$$

Группа настраивается по четырем параметрам: на скорость (подачу) – гитарой i_s ; на путь и исходную точку – упорами системы управления; на направление – реверсом, совмещенным с гитарой i_s .

Из приведенного анализа формообразующих групп $\Phi_v(B_1B_2 \pm B_4)$ и $\Phi_s(P_3)$ следует, что часть внутренней связи группы Φ_v является также частью внешней связи группы Φ_s . Это обстоятельство подтверждает наличие между формообразующими группами кинематической связи. Следовательно, рассмотренное выше математическое сложение двух вращательных движений $B_2 \pm B_4$ на одном исполнительном звене справедливо. Уместно отметить, что исключение из кинематической структуры дифференциала при прочих равных условиях повышает кинематическую точность внутренней связи сложной кинематической группы Φ_v . Следствием этого является повышение точности кинематического параметра детали – шага винтовой линии шлица или зуба колеса.

В схеме предусмотрена ненастраиваемая вспомогательная группа $Vc(P_5)$ для ускоренного перемещения фрезерной головки при наладке станка с приводом от отдельного электродвигателя $M2$. Ее внутренняя связь совпадает с внутренней связью группы $\Phi_s(P_3)$.

Внешняя связь этой группы имеет вид:

$$M2 \rightarrow \frac{3}{45} \rightarrow TB \rightarrow P_5.$$

В кинематической структуре станка предусмотрены также группы $Vc(P_6)$ и $Vc(P_7)$ с ручным приводом для наладочных перемещений соответственно фрезерной головки и задней бабки.

Для нарезания прямых шлицев и прямозубых колес из сложного движения $\Phi_v(B_1B_2 \pm B_4)$ исключается элементарное движение B_4 шпинделя заготовки. Формально это не изменяет кинематическую структуру группы Φ_v . Однако ее настройка изменяется, т.к. отпадает необходимость в винторезном движении заготовки относительно инструмента. Таким образом, обе выше названные структуры различаются только настройкой формообразующей группы скорости резания Φ_v .

Вывод ФН для органов настройки i_x, i_v, i_s .

Орган настройки i_x . Внутренняя связь группы Φ_v содержит один орган настройки. Поэтому расчетная цепь для этого органа настройки совпадает с внутренней связью.

При нарезании прямых шлицев за один оборот заготовки (движение B_2) фреза делает $\frac{z}{k}$ оборотов (движение B_1) и перемещается по образующей цилиндра на величину s мм. Для получения винтовых шлицев при перемещении фрезы на величину s заготовка должна дополнительно повернуться на $\frac{s}{T}$ оборота (движение B_4), что соответствует дополнительному повороту фрезы на $\pm \frac{z}{k} \cdot \frac{s}{T}$. Следовательно, РП при нарезании винтовых шлицев и козубых (винтовых) колес имеет вид:

$$1 \text{ об. заготовки } (B_2 \pm B_4) \rightarrow \frac{z}{k} \cdot \left(1 \pm \frac{s}{T}\right) \text{ об. фрезы } (B_1),$$

где k – число заходов фрезы;

z – число нарезаемых шлицев или зубьев колеса;

T – шаг винтовой линии шлицев или зубьев колеса;

s – подача, мм/об заготовки.

Тогда УКЦ:

$$\frac{z}{k} \cdot \left(1 \pm \frac{s}{T}\right) = 1 \cdot \frac{27}{1} \cdot \frac{1}{i_x} \cdot \frac{21}{21} \cdot \frac{30}{30} \cdot \frac{28}{21} \cdot \frac{16}{24} \cdot \frac{17}{68}.$$

Откуда ФН:

$$\left(i_x = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d}\right) = \frac{6k}{z \left(1 \pm \frac{s}{T}\right)}$$

При нарезании прямых шлицев и прямозубых колес РП имеют вид:

$$1 \text{ об. заготовки } (B_2) \rightarrow \frac{z}{k} \text{ об. фрезы } (B_1),$$

Тогда УКЦ:

$$\frac{z}{k} = 1 \cdot \frac{27}{1} \cdot \frac{1}{i_x} \cdot \frac{21}{21} \cdot \frac{30}{30} \cdot \frac{28}{21} \cdot \frac{16}{24} \cdot \frac{17}{68}.$$

Откуда ФН:

$$\left(i_x = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \right) = \frac{6k}{z}$$

Орган настройки i_v . Согласно нормативам резания при фрезеровании скорость резания принимается по круговой частоте фрезы. Поэтому расчетная цепь для i_v – это кинематическая цепь, связывающая электродвигатель M_1 с фрезой.

Следовательно, РП:

$$n_{M1} \text{ мин}^{-1} \rightarrow n_{фр} \text{ мин}^{-1}(B_1).$$

Тогда УКЦ:

$$n_{фр} = (n_{M1} = 1420) i_v \frac{16}{24} \cdot \frac{17}{68}.$$

ФН:

$$\left(i_v = \frac{d_1}{d_2} \right) \cong \frac{n_{фр}}{240}.$$

Орган настройки i_s . Расчетная цепь – это кинематическая цепь, связывающая шпиндель заготовки с тяговым валом фрезерной головки. Поэтому РП:

1 об. заготовки → s мм продольного перемещения фрезы.

Тогда УКЦ:

$$s = 1 \cdot \frac{1}{27} \left(i_s = \frac{a_1}{b_1} \cdot \frac{c_1}{d_1} \cdot \frac{d_1}{e_1} \right) \frac{25}{54} \cdot \frac{3}{45} (P_{TB} = 10).$$

Откуда ФН:

$$i_s \cong \frac{n_{фр}}{980}.$$

Ускоренное перемещение фрезерной головки при наладке станка осуществляется вспомогательной ненастраиваемой группой $Bc(II_5)$. Подача ускоренного перемещения определяется по ФН:

$$i_s = (M_2 = 2800) \cdot \frac{3}{45} (P_{TB} = 10) \cong 1,86 \text{ м/мин.}$$

9.3 Зубодолбежные станки

К этой группе относятся зубодолбежные, рейкодолбежные и долбежно-реечные станки. На этих станках зуборезными долбяками и гребенками обрабатывают при профилировании обкатом цилиндрические зубчатые колеса с прямыми и винтовыми зубьями, шевронные колеса, зубчатые секторы и рейки. На них удобно нарезать блоки зубчатых колес с близким расположением зубчатых венцов. Зуборезные долбяки и гребенки имеют форму соответственно зубчатого колеса и зубчатой рейки, зубья которых выполнены с углами, обеспечивающими процесс резания.

В современном представлении зуборезный долбяк в различных сечениях является, по существу, скорректированным зубчатым колесом с определенным смещением исходного контура. Характеристический образ долбяка $\{M_{\Sigma}\}_K$.

На рисунке 9.16, а движением Π_1 долбяка воспроизводится линия зуба (образующая), а согласованными движениями B_2 и B_3 , воспроизводящими при формообразовании необходимое последовательное положение долбяка и нарезаемого колеса, соответствующее зацеплению зубчатой передачи, – профиль его зубьев (направляющая). Функцию зубчатой передачи выполняет внутренняя связь, соответствующей кинематическая группы станка $\Phi_s(B_2B_3)$.

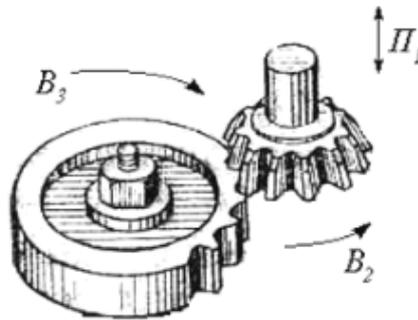


Рисунок 9.16. – Способ зубодолбления

На рисунке 9.17 представлена одна из типовых структурных схем зубодолбежного станка с механическими связями, положенная в основу конструкций современных станков для обработки цилиндрических зубчатых колес зуборезными долбяками. Кинематическая структура станка содержит следующие кинематические группы: скорости резания $\Phi_v(\downarrow\Pi_1)$, движения обката $\Phi_s(B_2B_3)$, врезания $Vp(\Pi_4)$ и радиального «отскока» $Vc(\Pi_5)$. Объединение их в общую структуру выполнено по схеме с общим электродвигателем.

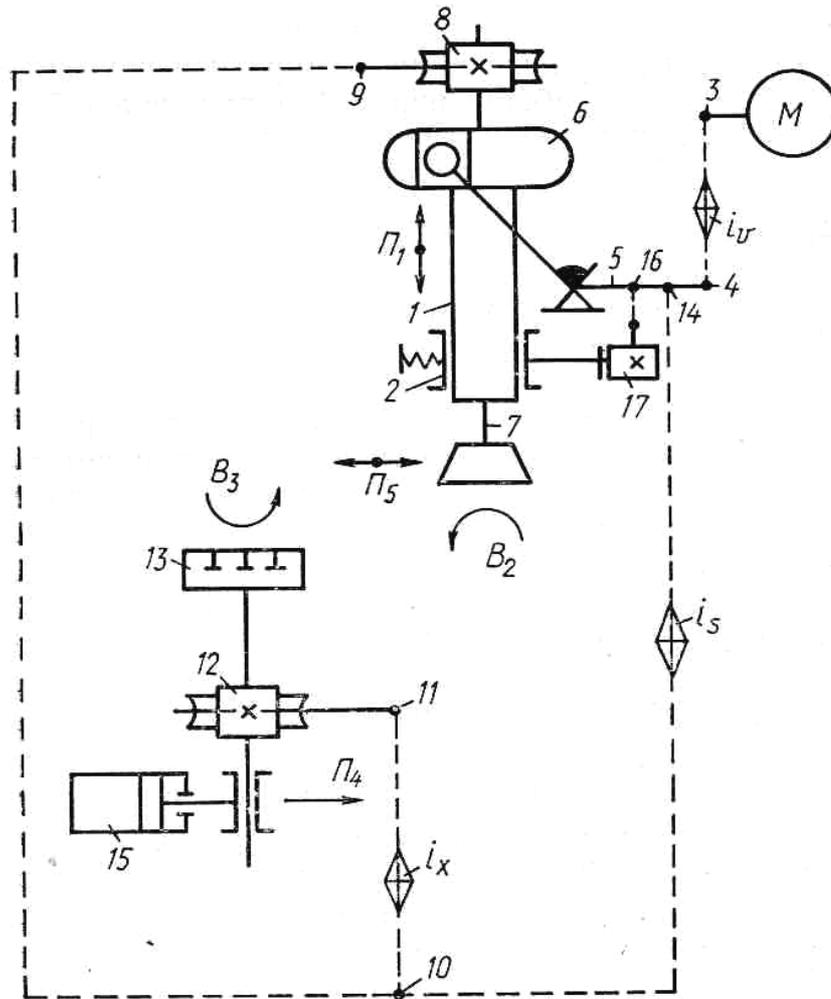


Рисунок 9.17. – Структурная схема зубодолбежного станка

Группа скорости резания $\Phi_v(\uparrow\Pi_1)$ воспроизводит образующую – линию зуба прямозубого цилиндрического колеса. Ее внутреннюю связь – элементарная поступательная кинематическая пара

гильза 1 → корпус 2 суппорта станка.

Внешняя связь группы:

$$M \rightarrow 3 \rightarrow i_v \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow 6 \rightarrow \text{гильза } 1 (\uparrow\Pi_1),$$

представляющую собой кинематическую цепь, передающую энергию от электродвигателя M к приводному валу 5 кулисного механизма 6, преобразующего вращательное движение в поступательно-возвратное движение $\uparrow\Pi_1$ гильзы 1 шпинделя 7 долбяка.

Движение $\uparrow\Pi_1$ имеет прямолинейную незамкнутую траекторию. Поэтому группа $\Phi_v(\uparrow\Pi_1)$ настраивается только на три параметра: скорость резания – органом настройки i_v путь и исходную точку – изменением плеч рычагов кулисного механизма 6.

Группа обката $\Phi_s(B_2B_3)$ включает развитую внутреннюю связь, имитирующую станочное зацепление:

$$B_2 \leftarrow 8 \leftarrow 9 \leftarrow 10 \rightarrow i_x \rightarrow 11 \rightarrow 12 \rightarrow 13 \rightarrow B_3,$$

связывающую шпиндель 7 долбяка с делительным столом 13, предназначенным для установки заготовок.

Внешняя связь группы

$$M \rightarrow 3 \rightarrow i_v \rightarrow 4 \rightarrow 14 \rightarrow i_s \rightarrow 10$$

передает энергию движения от электродвигателя через звено соединения связей во внутреннюю связь.

Движение обката имеет замкнутую траекторию и настраивается: на траекторию – гитарой сменных зубчатых колес i_x ; на скорость (круговую подачу) – органом настройки i_s ; на направление – реверсом, совмещенным с органом настройки i_x .

Группа врезания $Vp(\Pi_4)$ включает внутреннюю связь – элементарную поступательную кинематическую пару, образованную корпусом продольного стола и направляющими станка, и внешнюю связь, передающую энергию движения во внутреннюю связь от гидроцилиндра 15, перемещающего стол в направлении радиального врезания Π_4 . Эта группа настраивается на скорость врезания регулируемым дросселем гидропривода станка, а на исходную точку и путь – путевыми упорами системы управления.

Вспомогательная группа радиального «отскока» $Vc(\downarrow\Pi_5)$ состоит из внутренней связи (элементарной поступательной кинематической пары), образованной корпусом суппорта и направляющими станка, и внешней связи

$$M \rightarrow 3 \rightarrow i_v \rightarrow 4 \rightarrow 16 \rightarrow 17 (\downarrow\Pi_5),$$

сообщающей движение кулачку 17, отводящему инструментальный суппорт от делительного стола (заготовки) при свободном ходе долбяка в движении Π_1 .

В рассматриваемом станке кинематические группы $\Phi_v(\downarrow\Pi_1)$ и $\Phi_s(B_2B_3)$ соединены между собой посредством общего электродвигателя и общей частью их внешних связей

$$M \rightarrow i_v \rightarrow 4 \rightarrow 14.$$

Группа $Vc(\downarrow\Pi_5)$ работает синхронно с группой Φ_v и имеет общую с ней до кинематического звена 4 внешнюю связь. Группа $Vp(\Pi_4)$ имеет отдельный источник энергии движения и соединена с группами формообразования посредством общего корпуса.

Вывод ФН для органов настройки i_v, i_x, i_s .

Орган настройки i_v . Расчетная цепь совпадает с внутренней связью группы скорости резания $\Phi_v(\uparrow\Pi_1)$. Поэтому РП:

$n_m \text{ мин}^{-1} \text{ мотора} \rightarrow n_d \text{ двойных ходов/мин шпинделя долбяка.}$

Тогда УКЦ:

$$n_d = n_m \cdot i_{01} \cdot i_v,$$

где i_{01} – произведение передаточных отношений постоянных передач расчетной цепи.

Откуда ФН:

$$i_v = n_d / i_{01} n_m.$$

Орган настройки i_x . Расчетная цепь совпадает с внутренней связью группы $\Phi_s(B_2B_3)$. Следовательно, РП:

$$\frac{1}{z_u} \text{ поворота долбяка} \rightarrow \frac{1}{z} \text{ поворота заготовки.}$$

Тогда УКЦ:

$$\frac{1}{z} = \frac{1}{z_u} i_{02} i_x,$$

где i_{02} – произведение передаточных отношений постоянных передач расчетной цепи;

z – число зубьев нарезаемого колеса;

z_u – число зубьев зуборезного долбяка.

Откуда ФН:

$$i_x = \frac{z_u}{i_{02} z}.$$

Орган настройки i_s . При зубодолблении принято параметр путь круговой подачи задавать в мм на делительном диаметре долбяка за его двойной ход в движении $\Phi_v(\uparrow\Pi_1)$. Следовательно, расчетная цепь для органа настройки i_s это кинематическая цепь, связывающая шпиндель долбяка в движении Π_1 с его вращением B_2 . Поэтому РП:

$$l \text{ двойной ход долбяка} \rightarrow \frac{s}{\pi m z_u} \text{ поворота долбяка.}$$

Тогда УКЦ:

$$\frac{s}{\pi m z_u} = i_{03} i_s.$$

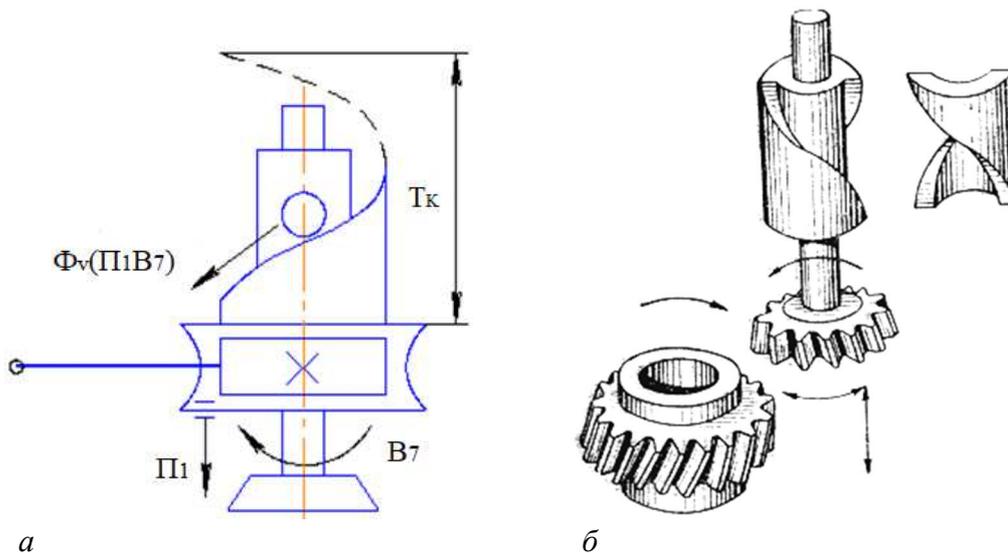
где i_{03} – произведение передаточных отношений постоянных передач цепи;

m – модуль нарезаемого колеса и долбяка.

Откуда ФН:

$$i_s = \frac{s}{i_{03} \pi m z_u}$$

Рассмотренная структурная схема зубодолбежного станка является частной структурой станка для обработки прямозубых цилиндрических колес. Модификация ее группы воспроизведения линии зуба позволяет обрабатывать также колеса с винтовыми зубьями. Для этого (рисунок 9.18) прямолинейные направляющие шпинделя заменяются на винтовые. Винтовые направляющие крепятся в расточке червячного колеса, а копирный кулак – к шпинделю. В итоге группа образования линии зуба трансформируется в сложную двухэлементарную $\Phi_v(\uparrow\Pi_1B_7)$. Внутренняя связь группы – винтовая кинематическая пара, внешняя связь – кинематическая цепь, передающая движение от электродвигателя к звену соединения связей (копирный кулак).



***a* – схема модификации;**

***б* – конструктивное выполнение винтовых направляющих**

Рисунок 9.18. – Модификация кинематической группы воспроизведения линии винтового зуба

При настройке станка на нарезание колес с винтовым зубом необходимо дополнительно настроить только внутреннюю связь группы $\Phi_v(B_1\Pi_7)$ посредством замены прямолинейных направляющих винтовыми направляющими. В этом случае шаг винтовой линии T_k винтовых направляющих должен соответствовать шагу подъема винтовой линии T_u долбяка, т.е. $T_k = T_u$.

Стандартом предусмотрено четыре вида косозубых долбяков: два для нарезания зубчатых колес наружного зацепления и два для колес внутреннего

зацепления. Углы наклона зубьев – 15° и 23° . Следовательно, для каждого вида косозубых долбяков независимо от модуля T_u постоянно. Это сокращает номенклатуру винтовых направляющих и одновременно ограничивает универсальность станка при обработке колес с винтовым зубом. Поэтому при необходимости обработки колес с иным углом наклона зубьев следует изготовить соответствующие долбяк и винтовые направляющие, пользуясь соотношением

$$T_{\kappa} = T_u = \frac{\pi m_n z_d}{\sin \beta},$$

где z_d – число зубьев долбяка;

m_n – нормальный модуль;

β – угол наклона зубьев долбяка и нарезаемого колеса.

При нарезании колес с винтовым зубом внешнего зацепления направления наклона зубьев долбяка и колеса противоположны, а при нарезании колес внутреннего зацепления направления наклона их зубьев совпадают.

По приведенной структурной схеме выпускается ряд моделей зубодолбежных станков, например, 5111 и 5122. В ряде современных моделей станков формообразующие группы имеют отдельные электродвигатели, например, станок модели 5A122. В станке модели ВС-122 формообразующая группа обката $\Phi_3(B_2B_3)$ оснащена отдельным управляемым электродвигателем.

В станках с числовым программным управлением исполнительные органы группы обката шпиндель долбяка и делительный стол для обрабатываемых заготовок соединяются мехатронной внутренней связью на основе больших интегральных схем, например, системой синхронизации по схеме отслеживающей синхронизации или по схеме равнозначных координат.

Зуборезной гребенкой нарезают цилиндрические колеса с прямыми и винтовыми зубьями (рисунок 9.19).

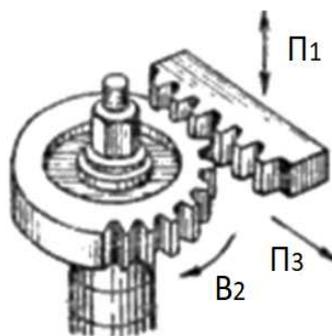


Рисунок 9.19. – Способ зубодолбления рейкой

При использовании зуборезных гребенок с числом зубьев, равным или большим числа нарезаемых зубьев, процесс обработки осуществляется двумя движениями: скорости резания $\Phi_v(\uparrow P_1)$ и обката $\Phi_s(P_3B_2)$, воспроизводящего зубчато-реечное зацепление. Причем поступательно-возвратное движение P_1 образует линию зуба (образующую зубчатого венца), а сложное движение обката (P_3B_2) – профиль (направляющую венца). При холостом ходе в движении P_1 колесо вспомогательным движением (на схеме не показано) отводится от рейки, как и при зубодолблении долбяком, на небольшую величину, обеспечивающую устранение явления затирания.

Перед обработкой зуборезную гребенку устанавливают относительно колеса на высоту нарезаемых зубьев. Нарезку зубьев осуществляют за один проход (обкат) колеса по гребенке. В этом случае нет необходимости в отдельных группах врезания и деления, что упрощает кинематическую структуру станка. При нарезании колес с винтовыми зубьями заготовке сообщают дополнительное вращение, согласованное с движением P_1 . В результате движение Φ_v преобразуется в сложное двухэлементарное так же, как при зубодолблении долбяком.

При нарезании колес гребенками с числом зубьев, меньшим числа нарезаемых зубьев, в кинематику формообразования вводится дополнительная группа деления. Эта группа в конце цикла обработки i -го количества зубьев на ускоренной подаче движением, противоположным движению P_3 , возвращает гребенку в исходное положение для последовательного повторения очередного цикла. Таким образом, в этом случае кинематика зубообработки усложняется, и, следовательно, усложняется кинематическая структура станка.

Зубообрабатывающие станки, работающие зуборезными гребенками, сложнее зубодолбежных, работающих долбяками, и менее универсальны. Однако точность обработки колес на них выше. Особенно заметно это проявляется при нарезании крупномодульных колес, для обработки которых используют трехзубые гребенки.

На рисунке 9.20 приведена одна из типовых компоновок зубодолбежного станка-полуавтомата.

На станине 1 смонтирован делительный стол 2 для нарезаемых заготовок. На вертикальных направляющих стойки 7 установлен суппорт 6, несущий штоссель (шпиндель) 3 долбяка. Кулисный привод штосселя закрыт крышкой 4. В стойке 7 смонтированы коробка круговых подач 5, главный привод 9 с органом настройки на скорость резания и гитара обката 10. На передней панели стойки размещен пульт управления. Элементы электро- и гидроавтоматики смонтированы в прокладке 11, электрошкафу 12 и гидростанции 13.

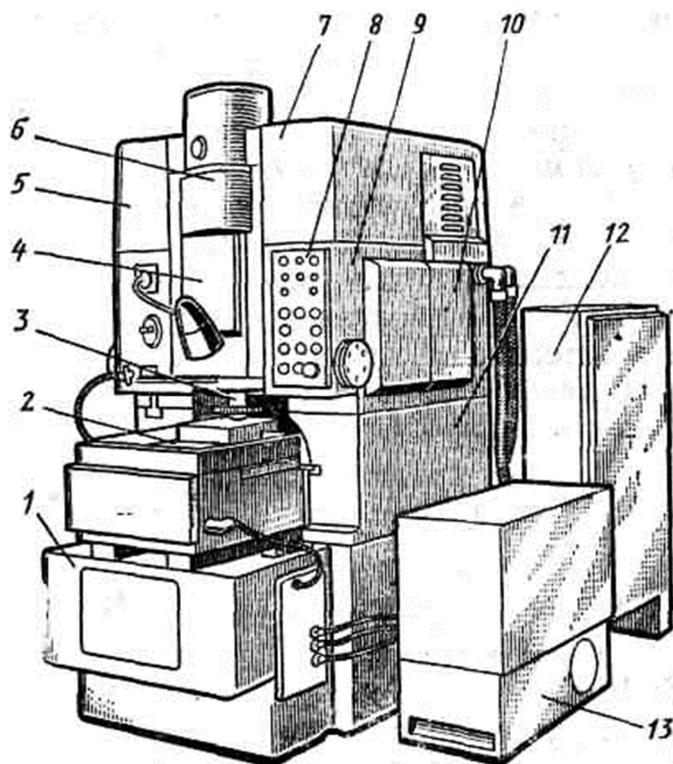


Рисунок 9.20. – Зубодолбежный станок

На зубодолбежных станках можно нарезать зубчатые колеса с наружным и внутренним зубчатым венцом и зубчатые секторы. Компонировка и кинематическая структура этих станков также используется в качестве базы при проектировании рейкодолбежных и долбежнореечных станков.

9.3.1 Зубодолбежный станок модели 5122

Предназначен для нарезания цилиндрических зубчатых колес наружного и внутреннего зацепления 6-го качества точности. Область применения – индивидуальное и серийное производство. Рабочий цикл – полуавтоматический.

Техническая характеристика. Максимальный модуль нарезаемых колес 5 мм; максимальная ширина нарезаемого венца 50 мм; межосевое расстояние 60–210 мм; зона обработки 90 мм; число двойных ходов долбяка 8; диапазон двойных ходов долбяка 200–850 дв. ход./мин; диапазон радиальных подач врезания 0,003–0,286 мм / дв. ход. долбяка.

Кинематическая схема станка (рисунок 9.21) включает следующие кинематические группы: скорости резания $\Phi_v(\downarrow\Pi_1)$, воспроизводящей образующую зубчатой поверхности – линию зуба по длине; круговой подачи $\Phi_s(B_2B_3)$, воспроизводящей направляющую – профиль зуба; врезания $V_p(\Pi_4)$ на высоту зубца радиального «отскока» $V_c(\downarrow\Pi_5)$ отвода долбяка при его возвратном ходе в движении $\downarrow\Pi_1$.

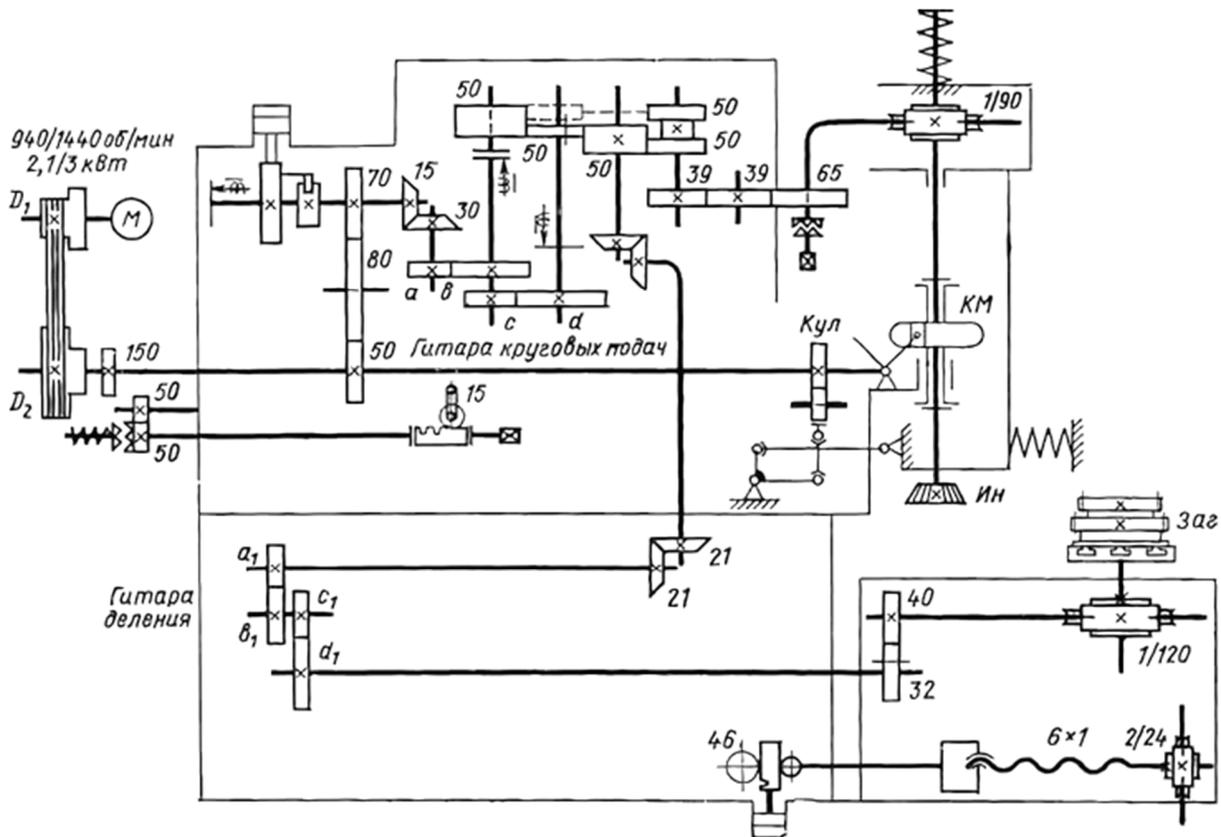


Рисунок 9.21. – Кинематическая схема зубодолбежного станка модели 5122

Группа $\Phi_v(\downarrow\Pi_1)$ простая. Ее внутренняя связь – элементарная поступательная кинематическая пара

гильза, несущая шпиндель инструмента Ин → корпус суппорта станка.

Внешняя связь группы:

$M \rightarrow [i_v = (940 \text{ или } 1440) D_1/D_2] \rightarrow \text{кулисный механизм } КМ \rightarrow$
 $\rightarrow \text{гильза } Ин \rightarrow (\downarrow\Pi_1).$

Движение $\downarrow\Pi_1$ при обработке прямозубых колес имеет прямолинейную незамкнутую траекторию. В этом частном случае группа $\Phi_v(\downarrow\Pi_1)$ настраивается только на три параметра: скорость резания – органом настройки i_v ; путь – смещением кривошипного пальца кулисного механизма $КМ$; исходная точка – механизмом вывода шпинделя инструмента $Ин$ в крайнее верхнее положение. Источником энергии для данного механизма является гидроцилиндр, управляемый электроавтоматикой станка. По существу данный механизм можно рассматривать как вспомогательную группу, имеющую общий с группой Φ_v исполнительный орган.

При замене прямолинейных направляющих винтовыми (см. рисунок 9.18) группа $\Phi_v(\downarrow\Pi_1)$ преобразуется в сложную винтовую $\Phi_v(\downarrow\Pi_1 B_7)$. Это

равнозначно настройке группы Φ_v на траекторию движения при нарезании косозубых (винтовых) цилиндрически зубчатых колес.

Группа обката $\Phi_s(B_2B_3)$ сложная. Ее внутренняя связь – кинематическая цепь, имитирующая станочное зацепление:

$$B_2 \leftarrow 90/1 \leftarrow 65/39 \leftarrow 50/50 \leftarrow 21/21 \leftarrow 21/21 \leftarrow (i_x = a_1/b_1 \cdot c_1/d_1) \rightarrow \\ \rightarrow R_1 \rightarrow 32/40 \rightarrow 1/120 \rightarrow B_3,$$

связывающая шпиндель долбяка с делительным столом, предназначенным для установки заготовок.

Внешняя связь группы

$$M \rightarrow i_v \rightarrow 50/80 \rightarrow 80/70 \rightarrow 15/30 \rightarrow [\text{черновая обработка } (i_s = a/b) \rightarrow \\ \rightarrow 50/50 \rightarrow R_2 \rightarrow 50/50] \text{ или } [\text{чистовая обработка} \\ (i_s = a/b \cdot c/d) \rightarrow 50/50 \rightarrow R_2 \rightarrow 50/50]$$

передает энергию движения от электродвигателя через звено соединения связей 50/50 во внутреннюю связь.

С червяком делительной пары делительного стола соединен электро-механический счетчик числа нарезаемых зубьев (на схеме не показан).

Движение обката имеет замкнутую траекторию и настраивается на траекторию гитарой сменных зубчатых колес i_x ; на скорость (круговую подачу) – органом настройки i_s ; на направление – реверсами R_1 и R_2 .

Реверс R_1 совмещен с органом настройки i_x . Его назначение – изменение направления вращения B_3 заготовки при переходе от нарезания внутреннего венца обрабатываемого колеса к нарезанию внешнего венца и наоборот. Реверс R_2 обеспечивает изменение траектории движения обката с левой на правую и наоборот. Это позволяет при переходе к обработке очередной заготовки менять местами входные и выходные режущие кромки долбяка. Цель такого технологического приема – повышение периода размерной стойкости инструмента.

Группа врезания $Vp(П_4)$ простая. Ее внутренняя связь – элементарная поступательная кинематическая пара

$$\text{направляющие станины} \rightarrow \\ \rightarrow \text{продольный стол, несущий делительный стол} \rightarrow П_4.$$

Внешняя связь, передающую энергию движения во внутреннюю связь от гидроцилиндра, перемещающего посредством тягового вала, оснащенного клиновым механизмом, продольный стол в направлении радиального врезания $П_4$. Эта группа настраивается на подачу врезания регулируемым дросселем гидропривода станка, а на исходную точку и путь – электропутьевыми упорами системы управления.

Вспомогательная ненастраиваемая группа радиального «отскока» $Vc(\downarrow\Pi_5)$ состоит из внутренней связи, образованной вертикальными направляющими станка и суппортом. Внешняя связь имеет вид:

$M \rightarrow 3 \rightarrow D_1/D_2 \rightarrow \text{входной вал кулисного механизма} \rightarrow$
 $\rightarrow \text{кулачок, несущий информацию о величине «отскока»} \rightarrow$
 $\rightarrow \text{качающийся рычаг} \rightarrow \text{суппорт}(\downarrow\Pi_5).$

Движение «отскока» осуществляет качательное движение суппорта относительно оси делительной передачи $1/90$ шпинделя долбяка. Его назначение – устранение явления затирания зубьев долбяка при его возвратном ходе в движении $\uparrow\Pi_1$. Поэтому группа $Vc(\downarrow\Pi_5)$ работает синхронно с группой $\Phi_v(\downarrow\Pi_1)$ и имеет с ней общий участок внешней связи.

Вывод ФН для органов настройки i_v, i_x, i_s .

Орган настройки i_v . Расчетная цепь совпадает с внешней связью группы скорости резания $\Phi_v(\downarrow\Pi_1)$. Поэтому РП:

$n_m \text{ мин}^{-1} \text{ мотора} \rightarrow n_d \text{ двойных ходов/мин шпинделя долбяка.}$

Тогда УКЦ:

$$n_d = (n_m = 940 \text{ или } 1440) \cdot D_1/D_2.$$

Двухскоростной электродвигатель и два сменных двухступенчатых шкива обеспечивают следующий ряд чисел двойных ходов долбяка в минуту: 200, 280, 305, 400, 430, 560, 615, 850.

Орган настройки i_x . Расчетная цепь совпадает с внутренней связью группы обката $\Phi_s(B_2B_3)$. Следовательно, РП:

$$\frac{1}{z_u} \text{ поворота долбяка} \rightarrow \frac{1}{z} \text{ поворота заготовки.}$$

Тогда УКЦ:

$$1/z = 1/z_u \cdot 90/1 \cdot 65/39 \cdot 50/50 \cdot 21/21 \cdot 21/21 \cdot (i_x = a_1/b_1 \cdot c_1/d_1) \cdot 32/40 \cdot 1/120,$$

где z – число зубьев нарезаемого колеса;

z_u – число зубьев зуборезного долбяка.

Откуда ФН:

$$(i_x = a_1/b_1 \cdot c_1/d_1) = z_u / z.$$

При наладке станка для обработки колес внутреннего зацепления в гитару обката между колесами c_1 и d_1 устанавливается дополнительное колесо.

Орган настройки i_s . При зубодолблении принято параметр путь круговой подачи задавать в мм на делительном диаметре долбяка за его один двойной ход в движении $\Phi_v(\downarrow\Pi_1)$. Следовательно, расчетная цепь для органа

настройки i_s – это кинематическая цепь, связывающая шпиндель долбяка в движении $П_1$ с его вращением в движении B_2 . Поэтому РП:

$$1 \text{ двойной ход долбяка} \rightarrow \frac{s}{\pi m z_u} \text{ поворота долбяка.}$$

Тогда УКЦ:

$$\frac{s}{\pi m z_u} = \frac{50}{15} \cdot \frac{15}{30} i_s \frac{50}{50} \cdot \frac{39}{65} \cdot \frac{1}{90}.$$

Откуда ФН:

$$i_s = \frac{142s}{\pi m z_u}.$$

9.3.2 Модернизация типовой структурной схемы зубодолбежного станка

Цель модернизации – возможность обработки цилиндрических прямозубых и косозубых (винтовых) зубчатых колес с наклонными зубьями или с линией зубьев на делительном конусе.

Конструктивная особенность цилиндрических зубчатых колес с наклонными по делительной окружности зубьями – использование делительного конуса вместо делительного цилиндра, характерного для традиционных зубчатых колес. При использовании делительного конуса толщина зуба вдоль его линии равномерно уменьшается от большего основания делительного конуса к его меньшему основанию. Эта конструктивная особенность позволяет регулировать боковой зазор в зубчатых передачах посредством осевого смещения колес. В итоге обеспечиваются в пределах срока службы передачи минимальные величины бокового зазора и циклической ошибки. Такие зубчатые колеса как с прямыми, так и с винтовыми зубьями используются в передачах, от которых требуется высокая кинематическая точность и минимальные боковые зазоры.

Колеса с наклонными зубьями обрабатывают, как правило, зуборезными долбяками и червячными фрезами соответственно на зубодолбежных и зубофрезерных станках, модернизированных на основе их компоновки для нарезания рассматриваемого вида зубчатых колес. Модернизация базовых моделей этих станков на этапе конструирования выполняется посредством установки направляющих инструментального суппорта под углом к оси делительного стола или посредством установки продольного стола, несущего делительный стол, под углом к траектории движения суппорта. Варианты модернизации на основе изменения компоновки снижают коэффициенты универсальности и мобильности базовых моделей зубообрабатывающих станков, т.к. их наладка на обработку традиционных зубчатых

колес или переналадка на иной угол наклона зубьев проблематична. Поэтому представляется целесообразным использование кинематического принципа воспроизведения траектории движения инструмента по делительному конусу при обработке цилиндрических зубчатых колес с наклонными зубьями.

На рисунке 9.22 приведена схема способа зубодолбления зуборезным долбяком цилиндрических зубчатых колес с наклонными зубьями [10]. Характеристический образ зуборезного долбяка – $\{M_{\Delta}\}_K$, класс образования зубчатой поверхности след – обкат ($H^c - H^k$).

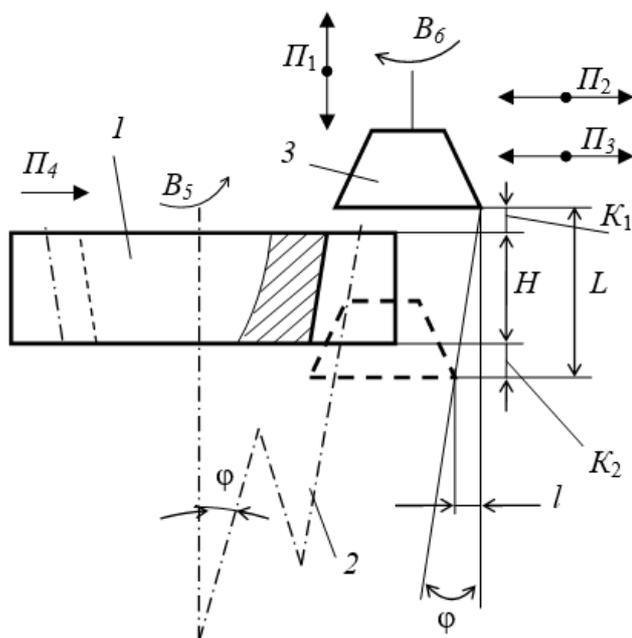


Рисунок 9.22. – Схема способа зубодолбления зубчатых колес с наклонными зубьями

Для обработки заготовку 1 устанавливают в исходное положение относительно долбяка 3 . Причем начальное и конечное положения долбяка в движении Π_1 устанавливают с учетом параметра путь L , который складывается из высоты H зубчатого венца заготовки, верхнего K_1 и нижнего K_2 перебегов долбяка.

Для воспроизведения линии зуба на делительном конусе 2 долбяку 3 необходимо сообщать два движения: традиционное для зубодолбления с линией зуба на цилиндре поступательно-возвратное движение Π_1 скорости резания и дополнительное радиальное равномерное движение Π_2 , синхронное с движением Π_1 . Причем путь дополнительного движения Π_2 определяется по формуле

$$l = L \operatorname{tg} \varphi,$$

где l – путь дополнительного движения P_2 , мм;
 L – путь поступательно-возвратного движения P_1 , мм;
 φ – угол наклона зубьев обрабатываемого колеса, град.

Отдельно следует обсудить представление в символах поступательно-возвратного движения и его аналога – вращательно-возвратного движения. В технической литературе, посвященной формообразованию, эти движения относят к элементарным, показывая их на схемах двухсторонней стрелкой. Однако в математических моделях символы этих движений не отличаются от символов поступательного и вращательного движений. В системологии способов формообразующей обработки [3] такая неопределенность некорректна.

При обкатном зубодолблении поступательно-возвратное движение P_1 последовательно выполняет две функции: формообразование образующей зубчатого колеса (поступательная составляющая движения P_1) и перенос траектории формообразования (возвратная составляющая этого движения) в новое (исходное) положение для повторения движения формообразования. Следовательно, можно утверждать, что поступательно-возвратное движение P_1 есть непрерывная последовательность чередующихся формообразующего и делительного движений. Аналогично можно показать, что вспомогательное поступательно-возвратное движение P_3 есть непрерывная последовательность чередующихся движений позиционирования и деления, синхронизированная с соответствующими составляющими движения P_1 .

Таким образом, анализируемые движения можно представить в виде математических моделей [3]:

$$[\Phi_v(\uparrow P_1) \mid D(\downarrow P_1)] \text{ и } [P_3(\uparrow P_3) \mid D(\downarrow P_3)].$$

Однако такая форма представления движений достаточно громоздка. Ее можно упростить, не ухудшая информативности, на основе следующего рассуждения. Как известно, рассматриваемые движения в технологических машинах воспроизводятся одним механизмом, например, кулисным, кривошипно-ползунным, кулачковым. Значит, для выполнения делительной составляющей этих специфических движений не требуется отдельный механизм. Это обстоятельство позволяет представить анализируемые движения более короткими математическими моделями:

$$\Phi_v(\updownarrow P_1) \text{ и } P_3(\updownarrow P_3).$$

В такой записи делительная составляющая поступательно-возвратного движения не показывается, а признаком ее наличия является двухсторонняя стрелка « \updownarrow ».

В ряде способов обработки обе составляющие поступательно-возвратного движения выполняют функцию формообразующего движения,

например, при токарной обработке поверхностей с синусоидальным профилем.

Таким образом, при кинематическом воспроизведении линии зуба на делительном конусе в рассматриваемом способе обработки зубчатых колес с наклонными зубьями линия зуба должна воспроизводиться сложным двухэлементарным движением $\Phi_v \uparrow (P_1 P_2)$ скорости резания. При этом движения обката $\Phi_s(B_5 B_6)$, врезания $Vp(P_4)$ и отвода (отскока) долбяка $Pz \uparrow (P_3)$ при его холостом ходе остаются такими же, как в пионерном способе зубодолбления.

Элементарные движения $\uparrow P_1$ скорости резания, B_6 круговой подачи и P_4 подачи врезания являются нормируемыми характеристиками процесса зубодолбления. Функциональную связь дополнительного радиального равномерного движения $\uparrow P_2$ с нормируемым движением $\uparrow P_1$ устанавливают на основе общеизвестного правила составления расчетных перемещений исполнительных органов расчетных кинематических цепей:

$$\begin{aligned} L \text{ мм перемещения долбяка в движении } P_1 &\rightarrow \\ &\rightarrow l \text{ мм перемещения долбяка в движении } P_2. \end{aligned}$$

При обработке долбяку 3 сообщают движение скорости резания $\Phi_v \uparrow (P_1 P_2)$ и движение отвода (отскока) $Pz \uparrow (P_3)$, а заготовке 1 – движение врезания $Vp(P_4)$ на высоту зуба нарезаемого колеса. Затем заготовке и долбяку сообщают движение обката $\Phi_s(B_5 B_6)$. В результате сообщения долбяку и заготовке указанных движений долбяк воспроизводит линию зуба (образующую) по делительному конусу 2, которая переносится по профилю зуба (направляющей). В итоге на заготовке образуется зубчатый венец с наклонными зубьями.

В данном способе зуборезный долбяк в радиальном направлении по циклу обработки совершает элементарное движение $\uparrow P_2$, входящее в сложное формообразующее движение $\Phi_v \uparrow (P_1 P_2)$, и элементарное вспомогательное движение $\uparrow P_3$. Элементарные движения $\uparrow P_2$ и $\uparrow P_3$ выполняют синхронно с движением $\Phi_v \uparrow (P_1 P_2)$ и, следовательно, синхронно между собой. Названные элементарные движения различаются только параметром траектории. Следовательно, используя особенности тягового вала кинематической группы зубодолбежного станка, воспроизводящей движение $Pz \uparrow (P_3)$, можно использовать кулачок тягового вала этой группы одновременно как физический программноноситель траектории движения $\uparrow P_2$ и не вводить дополнительную структурную составляющую в кинематическую подсистему первообразного способа зубодолбления и, следовательно, при разработке кинематической схемы соответствующего станка не преобразовывать группу скорости резания $\Phi_v (\uparrow P_1)$ базовой модели станка в сложную группу $\Phi_v \uparrow (P_1 P_2)$, характерную для рассматриваемого способа.

Таким образом, при совмещении формообразующего движения $\uparrow\Pi_2$ и движения позиционирования $\downarrow\Pi_3$ в рассматриваемом способе обеспечивается повышение коэффициентов мобильности и универсальности при сохранении коэффициента сложности пионерного способа зубодолбления.

На рисунке 9.23 представлена кинематико-компоновочная схема зубодолбежного станка [10], реализующая рассмотренный способ формообразующей обработки цилиндрических зубчатых колес с наклонными зубьями (с линией зубьев на делительном конусе).

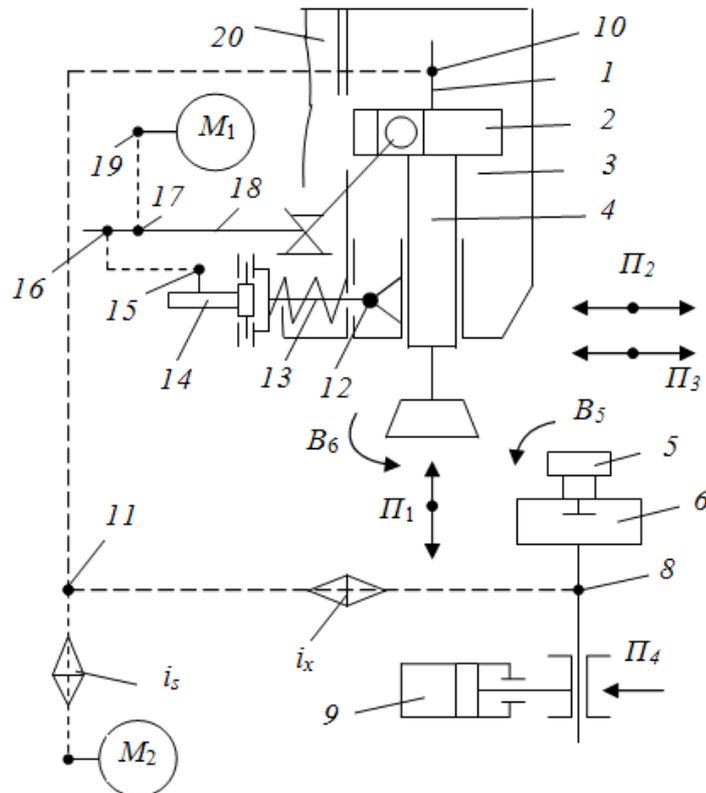


Рисунок 9.23. – Кинематико-компоновочная схема зубодолбежного станка

В суппорте 3 смонтирована с возможностью поступательно-возвратного движения гильза 4, в которой установлен шпиндель 1, несущий долбяк. Суппорт закреплен на стойке 20 с обеспечением качательного движения относительно оси червяка делительной передачи 10 шпинделя 1.

Качательное движение шпинделя осуществляется кулачковым механизмом, включающим кулачок 14, толкатель 13, соединенный шарниром 12 с суппортом 3, и пружину, обеспечивающую силовое замыкание.

Кинематическая структура станка включает сложные формообразующие группы $\Phi_v\downarrow(\Pi_1\Pi_2)$, $\Phi_s(B_6B_5)$ и простую группу врезания $Vp(\Pi_4)$.

Группа $\Phi_v\downarrow(\Pi_1\Pi_2)$ воспроизводит образующую зубчатого колеса – линию зуба по длине на делительном конусе. Ее внутренняя связь:

$P_1 \leftarrow$ гильза 4 \leftarrow кулисный механизм 2 \leftarrow приводной вал 18 \rightarrow 17 \rightarrow 16 \rightarrow
 \rightarrow 15 \rightarrow кулачок 14 \rightarrow толкатель 13 \rightarrow шарнир 12 \rightarrow суппорт 3 \rightarrow P_2 .

Внешняя связь:

$M_1 \rightarrow$ 19 \rightarrow 17 \rightarrow приводной вал 18 (звено соединения связей).

Группа настраивается: на траекторию – кулачком 14 (жесткий программонаситель); на скорость воспроизведения линии зуба – изменением круговой частоты электродвигателя M_1 ; на путь и исходную точку – изменением плеч рычагов кулисного механизма 2.

Группа $\Phi_s(B_6B_5)$ воспроизводит направляющую зубчатого колеса – профиль зубьев. Ее внутренняя связь, имитирующая зубчатое зацепление:

$B_6 \leftarrow$ шпиндель 1 зуборезного долбяка \leftarrow 10 \leftarrow 11 \rightarrow i_x \rightarrow 8 \rightarrow
 \rightarrow делительный стол б, несущий заготовку 5 нарезаемого колеса \rightarrow B_5 .

Внешняя связь:

$M_2 \rightarrow i_s \rightarrow$ передача 11 (звено соединения связей).

Группа настраивается: на траекторию – органом настройки i_x (гитара сменных зубчатых колес); на скорость воспроизведения профиля зубьев – органом настройки i_s ; на направление – совмещением реверсивного механизма с органом настройки i_x .

Группа $Vp(P_4)$ обеспечивает врезание долбяка на высоту зуба. Ее внутренняя связь:

направляющие станины \rightarrow
 \rightarrow продольный стол, несущий делительный стол б.

Внешняя связь:

гидроцилиндр 9 \rightarrow продольный стол (звено соединения связей).

Группа настраивается: на скорость – регулируемым дросселем гидравлической схемы; на исходную точку и путь – упорами.

В структуре станка нет традиционной для зубодолбежных станков группы $P_3 \downarrow (P_3)$ отвода долбяка при его возвратном ходе в движении $\downarrow P_1$. Ее функцию (движение P_3) выполняет группа $\Phi_v \downarrow (P_1 P_2)$.

Кулачок 14 кулачкового механизма (рисунок 9.24) имеет форму диска с отверстием для его установки на станке. Рабочий профиль кулачка выполнен в виде двух дуг 1 и 3, разделенных переходными кривыми 2 и 4. Дуги 1 и 3 выполнены по архимедовой спирали. При указанном направлении вращения кулачка дуга 1 соответствует движению резания в поступательно-возвратном движении P_1 долбяка, а дуга 3 – его возвратному движению. При этом конечный радиус R_2 дуги 1 больше ее начального радиуса R_1 ,

а конечный радиус R_4 дуги 3 меньше ее начального радиуса R_3 . Разности радиусов для обеих дуг одинаковы и равны пути l дополнительного движения Π_2 долбяка, т.е.

$$(R_2 - R_1) = (R_3 - R_4) = l.$$

Путь l дополнительного движения Π_2 определяется по выражению, приведенному выше при описании способазубодолбления.

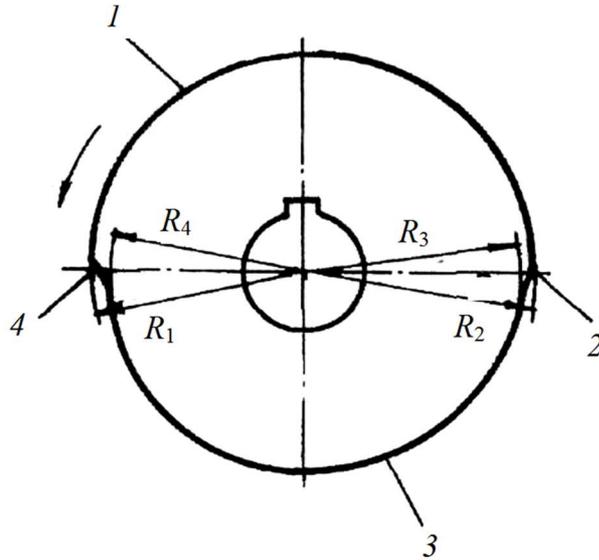


Рисунок 9.24. – Орган настройки траектории движения $\Phi_{v\downarrow}(\Pi_1\Pi_2)$

Таким образом, разности радиусов $(R_2 - R_1)$ и $(R_3 - R_4)$ равны пути дополнительного радиального равномерного перемещения долбяка в движении Π_2 . Переходные кривые 2 и 4 выполнены в виде дуг окружности, радиус которой соответствует радиусу ролика толкателя кулачкового механизма. Следовательно, при приведенном выполнении кулачка его профиль как жесткий, физический программноноситель несет информацию о двух элементарных движениях Π_2 и Π_3 , которые в соответствии со способом зубодолбления должны осуществляться синхронно и синфазно с движением Π_1 . Причем движением Π_2 совместно с движением Π_1 образует сложное формообразующее движение $\Phi_{v\downarrow}(\Pi_1\Pi_2)$, воспроизводящее линию зуба нарезаемого колеса по делительному конусу.

Орган настройки i_x . Расчетная цепь совпадает с внутренней связью группы $\Phi_s(B_6B_5)$. Следовательно, РП моделируют зубчатое зацепление:

$$1 \text{ об. долбяка } (B_1) \rightarrow z_u / z \text{ об. заготовки колеса } (B_2),$$

где z_u – число зубьев долбяка;
 z – число зубьев нарезаемого колеса.

Тогда УКЦ:

$$z_u/z = 1 \cdot c_1 \cdot i_x,$$

где c_1 – произведение передаточных отношений постоянных передач расчетной цепи.

Откуда ФН:

$$i_x = z_u / c_1 \cdot z.$$

Орган настройки i_s . Расчетная цепь связывает электродвигатель M_2 со шпинделем I долбяка. Следовательно, РП:

$$n_{M \cdot \text{мин}}^{-1} \text{ электродвигателя } M_2 \rightarrow s / \pi t z_u \text{ мм/мин.}$$

Тогда УКЦ:

$$s / \pi t z_u = c_2 \cdot n_M \cdot i_s.$$

Откуда ФН:

$$i_s = s / c_2 \cdot n_M \cdot \pi \cdot t \cdot z_u,$$

где s – круговая подача долбяка, мм/мин;

t – модуль нарезаемых зубьев, мм;

c_2 – произведение передаточных отношений постоянных передач расчетной цепи.

Станок работает следующим образом. Электродвигатель M_1 по внешней связи группы $\Phi_v \uparrow (П_1 П_2)$ через звено соединения связей – приводной вал I_8 – сообщает движение во внутреннюю связь группы. В итоге посредством кулисного механизма 2 долбяк получает поступательно-возвратное движение $П_1$ и синхронно с ним посредством кулачкового механизма поступательно-возвратное радиальное движение, представляющее собой геометрическую сумму дополнительного равномерного движения $П_2$ и поступательно-возвратного движения $П_3$ подвода–отвода долбяка на участках верхнего и нижнего перебегов. В итоге долбяк совершает поступательно-возвратное движение по траектории в виде прямой, наклоненной к оси заготовки на угол, равный углу наклона зубьев колеса. Затем при включении электродвигателя M_2 по внешней связи группы $\Phi_s (B_6 B_5)$ через звено соединения связей II долбяку и делительному столу с заготовкой сообщается движение обката со скоростью круговой подачи, состоящее из согласованных вращений B_5 делительного стола и B_6 долбяка. Движение обката обеспечивает воспроизведение профиля зубьев колеса. Одновременно на этапе врезания на высоту зубьев продольному столу, несущему делительный стол, сообщается движение $П_4$ посредством гидроцилиндра 9. По окончании этапа врезания в течение полного оборота делительного стола выполняется профилирование цилиндрического зубчатого колеса с наклонными зубьями.

При выполнении кулачкового механизма со сменными кулачками на станке можно обрабатывать цилиндрические зубчатые колеса с различными углами наклона зубьев при соответствующем профилировании сменных кулачков. В кулачковом механизме можно использовать также кулачок, у которого дуги 1 и 3 рабочего профиля имеют иную форму. Это позволяет нарезать зубчатые колеса с бочкообразными зубьями. А при использовании кулачка, у которого рабочие профили выполнены в виде дуг окружностей, можно нарезать традиционные зубчатые колеса с линией зуба на делительном цилиндре. В этом случае сложная формообразующая группа $\Phi_v \uparrow (П_1 П_2)$ преобразуется в простую $\Phi_v \uparrow (П_1)$. Одновременно образуется группа отвода-подвода долбяка $Пз \uparrow (П_3)$, обеспечивающая отвод долбяка при его возвратном ходе в движении $П_1$.

9.3.3 Зубодолбежный станок со спиральным врезанием

Современная тенденция в области конструирования зубодолбежных станков с ЧПУ ведущих станкостроительных фирм – переход от классического одно-, трехпроходного зубодолбления к многопроходному при шести–десяти проходах с увеличенными круговыми подачами до 3,5...4,5 мм/дв. ход долбяка на предварительных проходах [3]. При большом количестве проходов возрастает машинное время врезания. Этот недостаток устранен в способе зубодолбления [11], по которому на предварительных проходах врезание осуществляют непрерывно по спирали (рисунок 9.25). При постоянных значениях подачи радиального врезания и круговой подачи на этапе предварительных проходов при непрерывном врезании долбяка 2 относительно заготовки 1 действительная траектория врезания имеет вид архимедовой спирали 3.

Результирующая (спиральная) подача врезания долбяка равна геометрической сумме составляющих ее подач:

$$S_{\partial} = \sqrt{S_K^2 + S_P^2},$$

где S_{∂} – действительная (спиральная) подача врезания, мм/дв. ход долбяка;
 S_K – круговая подача, мм/дв. ход долбяка;
 S_P – радиальная подача врезания, мм/дв. ход долбяка.

Круговая подача является нормируемой величиной, устанавливаемой при назначении режимов резания. Тогда радиальную подачу можно определить как часть круговой подачи, используя принцип пропорциональности перемещений:

$$S_P = S_K \frac{h}{L},$$

где h – принимаемая величина радиального перемещения долбяка на этапе черновых проходов, мм;

L – длина архимедовой спирали между точками A и B , по которой перемещается долбяк относительно заготовки, мм.

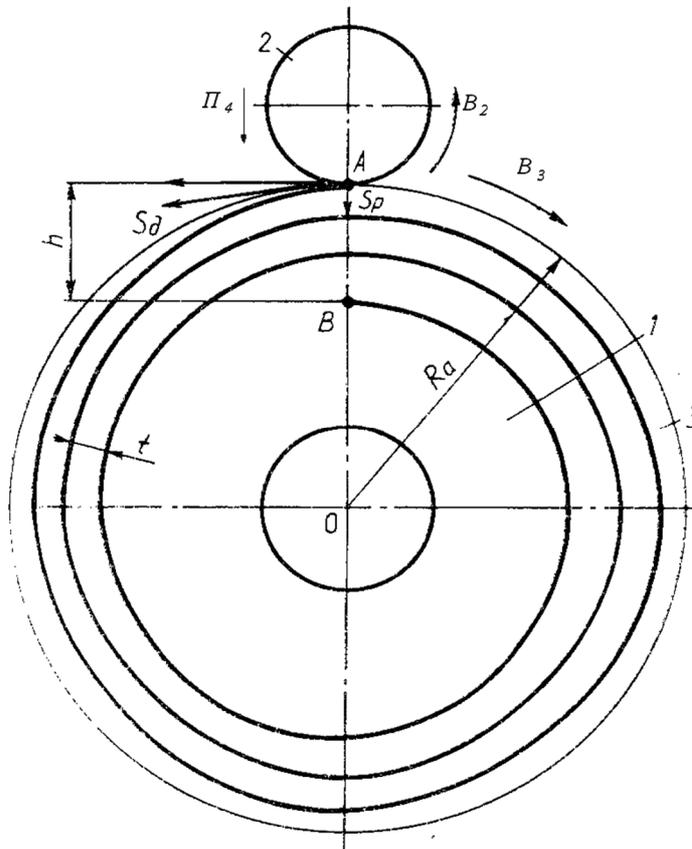


Рисунок 9.25. – Траектория движения долбяка при врезании по спирали

Известно, что длина архимедовой спирали, начиная от полюса, определяется по формуле

$$l = \frac{a}{2} \left(\varphi \sqrt{1 + \varphi^2} \operatorname{Arsh} \varphi \right),$$

где l – длина архимедовой спирали, мм;

a – параметр архимедовой спирали, мм;

φ – угол поворота радиус-вектора точки в полярных координатах, рад.

Следовательно, длину архимедовой спирали, по которой перемещается долбяк на этапе врезания, можно определить как разность длин спиралей: полюс O – точка A и полюс O – точка B .

После элементарных преобразований получим

$$L = \frac{a}{2} \left[\left(\varphi_2 \sqrt{1 + \varphi_2^2} - \varphi_1 \sqrt{1 + \varphi_1^2} \right) + \left(\operatorname{Arsh} \varphi_2 - \operatorname{Arsh} \varphi_1 \right) \right],$$

где φ_1 и φ_2 – углы поворота заготовки в движении обката по длине архимедовой спирали на участках соответственно от полюса до точки B и от полюса до точки A .

Углы φ_1 и φ_2 определим из выражений

$$\varphi_1 = 2\pi \frac{R_a - h}{a}, \quad \varphi_2 = 2\pi \frac{R_a}{a},$$

где R_a – радиус заготовки (радиус окружности выступов обрабатываемого колеса), мм.

Параметр a и шаг t архимедовой спирали связаны соотношением

$$t = 2\pi a.$$

Шаг архимедовой спирали при зубодолблении можно выразить через количество проходов k :

$$t = h / k.$$

Следовательно,

$$a = h / 2\pi \cdot k.$$

В выражении для определения L второе слагаемое, представляющее разность обратных гиперболических синусов в пределах приемлемого числа предварительных проходов, не превышает 0,1 мм. Поэтому этим слагаемым можно пренебречь при практических расчетах. После подстановки значения L в выражение для S_p окончательно получим:

$$S_p = \frac{2S_k h}{a (\varphi_2 \sqrt{1 + \varphi_2^2} - \varphi_1 \sqrt{1 + \varphi_1^2})}.$$

Для данного способа зубодолбления из-за особенностей движения врезания машинное время обработки определяется по следующей, отличной от традиционной, формуле:

$$T_M = \frac{\pi m Z}{n S_{K1}} + \frac{L}{n S_\delta},$$

где T_M – машинное время обработки, мин;

m – модуль нарезаемых зубьев, мм;

Z – число зубьев нарезаемого колеса;

S_{K1} – круговая подача на чистовом проходе, мм/дв. ход долбяка;

n – число двойных ходов долбяка в минуту.

Особенность кинематической подсистемы данного способа зубодолбления – сложное двухэлементарное движение врезания $Vp(B_2\Pi_4)$,

Кинематическая структура содержит следующие кинематические группы: скорости воспроизведения линии зуба (скорости резания) $\Phi_v \uparrow (\Pi_1)$, скорости воспроизведения профиля зубьев (круговой подачи) $\Phi_s (B_2 B_3)$, радиального врезания $Vp (\Pi_4)$ и группу $\Pi_3 \uparrow (\Pi_5)$ радиального отвода – подвода долбяка к заготовке, функционирующую синхронно с группой скорости резания. Данные кинематические группы, традиционные для зубодолбежных станков, подробно рассмотрены при анализе типовой структуры зубодолбежного станка.

Продольный стол 1, несущий делительный стол 2, оснащен гидроцилиндрами ускоренного перемещения 3 и врезания 4. Гидроцилиндр ускоренного перемещения 3 соединен с гидростанцией 5 посредством реверсивного золотника 6, управляемого электромагнитами 7 и 8, а гидроцилиндр врезания 4 – посредством регулятора (регулируемого дросселя) 9, предназначенного для задания подачи радиального врезания, и реверсивного золотника 10, управляемого электромагнитами 11 и 12. На делительной паре 13 делительного стола установлен счетчик 14 числа зубьев, служащий для отсчета одного оборота делительного стола.

На продольном столе установлены упоры 15 и 16, контактирующие с путевыми переключателями 17 и 18. Первый путевой переключатель соответствует исходному положению продольного стола, второй – началу движения врезания. Станочное зацепление делительный стол 2 – шпиндель 19 долбяка воспроизводится традиционной группой обката, содержащей во внутренней связи делительную пару 13, гитару сменных зубчатых колес i_x и делительную пару 20. Источником энергии в этой группе является регулируемый электродвигатель M_2 .

Привод поступательно-возвратного движения шпинделя 19 осуществляется кулисным механизмом 21, кинематически связанным с регулируемым электродвигателем M_1 .

Электромагниты 7 и 8 реверсивного золотника 6 соединены с выходами ключей 1 и 2 циклового автомата (рисунок 9.27), а электромагниты 11 и 12 реверсивного золотника 10 – с выходами ключей 2 и 3.

Аналоговые входы ключей 1, 2, 3 объединены и соединены с источником питания 4, а управляющие входы – с выходами триггеров 5, 6, 16. Первый вход триггера 5 соединен с выходом элемента ИЛИ8, соединенного первым входом с блоком 9 начальной установки триггеров, а вторым входом – с выходом элемента ИИ10, у которого первый вход соединен с путевым переключателем 18, а второй вход через элемент НЕ11 – с выходом триггера 6.

Второй вход триггера 5 используется для включения рабочего цикла. Первый вход триггера 6 соединен с выходом элемента ИЛИ12, соединенного

первым входом с блоком 9 начальной установки триггеров, а вторым входом – с путевым переключателем 17. Второй вход триггера 6 объединен с первым входом элемента ИЛИ13, с входом «сброс» двоичного 4-разрядного счетчика 14 и соединен с выходом блока задания общего количества проходов 15. Первый вход триггера 16 соединен с выходом элемента ИЛИ7, соединенного первым входом с блоком 9 начальной установки триггеров, а вторым входом – с выходом блока задания количества черновых проходов 17. Вторые входы триггеров 16 и 18 объединены и соединены с выходом элемента И19, у которого первый вход соединен с путевым переключателем 18, а второй вход – с выходом элемента НЕ11. Первый вход триггера 18 соединен с выходом элемента ИЛИ13, а выход этого триггера – с входом счетчика числа зубьев 14. Выход этого счетчика соединен с входом двоичного 4-разрядного счетчика, выходы которого соединены соответствующими входами блоков задания количества проходов 15 и 17.

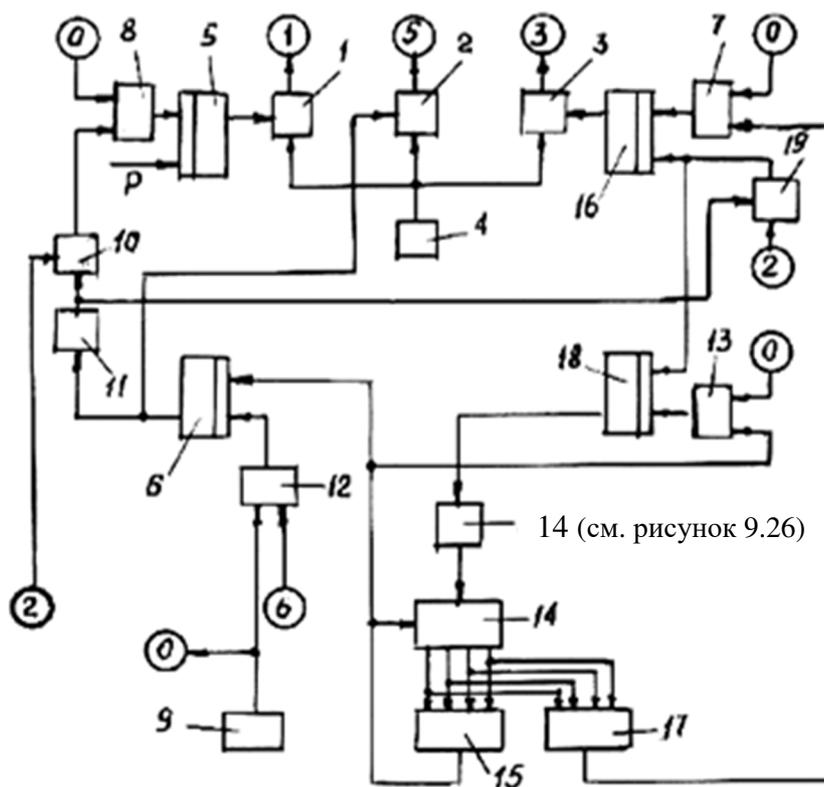


Рисунок 9.27. – Блок-схема циклового автомата

Блоки задания количества проходов 15 и 17 содержат диодно-резисторный 4-входовый конъюнктор на диодах 1, 2, 3, 4 (рисунок 9.28), выходы которых объединены и соединены через резистор 5 с источником питания.

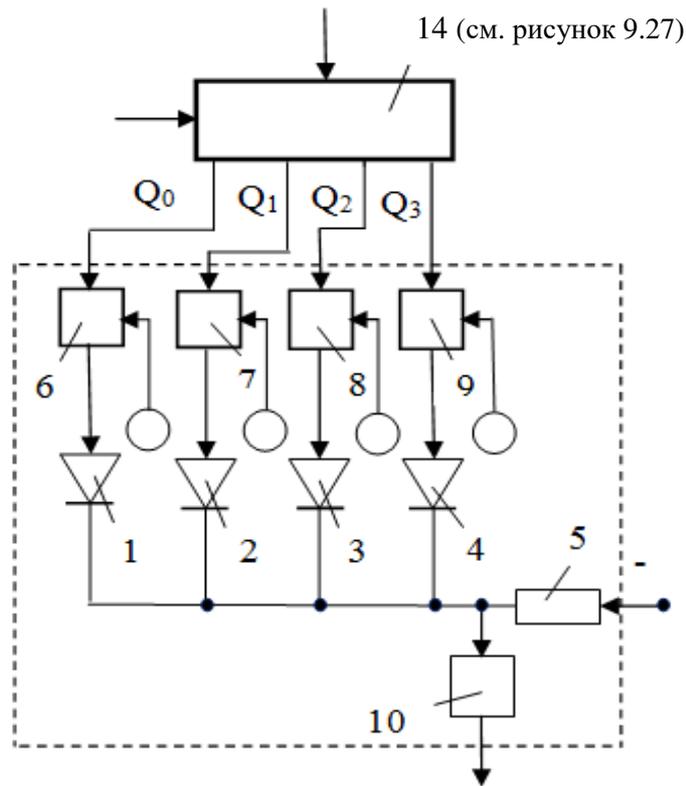


Рисунок 9.28. – Схема блока количества проходов

Входы конъюнктора через ключи 6, 7, 8, 9 соединены с соответствующими входами двоичного 4-разрядного счетчика 14. Управляющие входы ключей 6, 7, 8, 9 используются для набора кода количества проходов. К выходу 4-входового конъюнктора подключен вход одноустойчивого мультивибратора 10.

Выходы Q_0 , Q_1 , Q_2 , Q_3 двоичного 4-разрядного счетчика имеют веса 2^0 , 2^1 , 2^2 , 2^3 . Следовательно, на входах конъюнктора возможны состояния счетчика от 0000 до 1111, т.е. от 0 до 15. Первое состояние соответствует исходному положению схемы или отсутствию сигнала на входе счетчика, последнее – 15-му импульсу на входе. Таким образом, возможный максимальный цикл проходов равен 15. Каждый проход соответствует одному обороту делительного стола станка.

При наладке станка для получения на выходе 4-входового конъюнктора сигнала о конкретном числе проходов посредством ключей 6, 7, 8, 9 необходимо отключить от диодов 1, 2, 3, 4 те выходы двоичного 4-разрядного счетчика 14, состояние которых равно нулю в двоичной записи числа входных импульсов. В этом случае одноустойчивый мультивибратор 10 срабатывает и выдает на выходе импульс, соответствующий количеству выполненных проходов.

Нормируемыми параметрами обработки являются скорость резания (движение P_1) и круговая подача долбяка (движение B_2). При наладке

станка данные параметры обработки устанавливаются посредством регуляторов круговой частоты электродвигателей M_1 и M_2 соответственно.

Функциональная связь между элементарными движениями в группе обката $\Phi_S(B_2B_3)$ устанавливается посредством гитары сменных зубчатых колес i_x . Вывод ФН для этого органа настройки подробно рассмотрен при анализе типовой структурной схемы зубодолбежного станка. Радиальная подача определяется на основе ее функциональной связи с круговой подачей. Эта связь подробно рассмотрена выше при анализе способа зубодолбления со спиральной подачей.

Цикл работы станка осуществляется после подачи на второй вход триггера 5 управляющего сигнала P (см. рисунок 9.27). На выходе триггера устанавливается сигнал, открывающий ключ 1, который посредством электромагнита 7 перемещает из нейтрального положения плунжер реверсивного золотника 6.

Поток масла, поступающий из гидростанции 5 через золотник 6 в полость цилиндра 3, обеспечивает ускоренное перемещение $П_4$ продольного стола 1 в точку, соответствующую началу цикла.

При набегании упора 16 на путевой переключатель 18, на выходе которого появляется сигнал, поступающий на первый вход элемента И10, открытого по второму входу. На выходе этого элемента появляется сигнал, который, поступая на первый вход триггера 5, сбрасывает с его выхода сигнал, и ключ 1 отключает электромагнит реверсивного золотника, управляющего ускоренным перемещением $П_4$ продольного стола 1. Сигнал с путевого переключателя 18 включает также привод поступательно-возвратного движения $П_1$ шпинделя 19 долбяка и электродвигатель M_2 группы обката, обеспечивающей согласованные движения B_2 долбяка и B_3 делительного стола с круговой подачей, соответствующей черновым проходам. Одновременно сигнал с путевого переключателя 18 через элемент И19, открытый по второму входу, поступает на вторые входы триггеров 16 и 18. Сигнал, устанавливающийся на выходе триггера 16, открывает ключ 3, который посредством электромагнита 12 перемещает плунжер реверсивного золотника 10. Поток масла через золотник поступает в полость гидроцилиндра 4 врезания, сообщающего продольному столу 1 подачу врезания в движении $П_4$. Сигнал, устанавливающийся на выходе триггера 18, включает счетчик 14 числа зубьев. В итоге указанного воздействия на схему сигнала с путевого переключателя 18 движениями $П_1$, $П_4$ и B_2B_3 осуществляются черновые проходы.

После каждого чернового прохода, соответствующего одному обороту делительного стола 2, на выходе счетчика 14 (см. рисунок 9.26) числа зубьев появляется сигнал, поступающий на вход двоичного 4-разрядного счетчика 14. После выполнения заданного на блоке 17 количества черновых проходов на выходе последнего появляется сигнал, поступающий на первый

вход триггера 16. Сигнал с выхода триггера сбрасывается, ключ 3 отключает электромагнит 12 золотника 10 и движение врезания прекращается. Одновременно электродвигатель M_2 переключается на другую круговую частоту, соответствующую круговой подаче чистового прохода.

После прекращения движения врезания в течение одного оборота делительного стола выполняется чистовой проход. Окончание его соответствует появлению на счетчике 14 очередного импульса, который поступает на вход двоичного 4-разрядного счетчика. В итоге на выходе блока 15 задания общего количества проходов появляется сигнал, который отключает приводы движений $П_1$ и B_2B_3 и одновременно поступает на вход «сброс» двоичного 4-разрядного счетчика 14, на первый вход триггера 18 и на второй вход триггера 6. На выходе триггера 18 сигнал сбрасывается, счетчик 14 отключается. Одновременно на выходе триггера 6 устанавливается сигнал, включающий ключ 2. Электромагниты 8 и 11 реверсивных золотников 6 и 10 срабатывают, и изменяется направление потока масла в гидроцилиндрах 3 и 4. Продольный стол 1 под воздействием гидроцилиндра 3 ускоренно перемещается в исходное положение. Одновременно ползунок гидроцилиндра 4 также перемещается в исходное положение. В исходном положении продольного стола упор 15 набегают на путевой переключатель 17. Сигнал с его выхода поступает на первый вход триггера 6, сбрасывая сигнал с его выхода. Ключ 2 обесточивает электромагниты 8 и 11 реверсивных золотников 6 и 10, и продольный стол 1 фиксируется в исходном положении. После смены заготовки цикл обработки повторяется.

При необходимости разделить общее количество проходов на черновые, получистовые и чистовые в схему системы управления циклом вводится дополнительный блок задания количества проходов, ключами которого устанавливается количество получистовых проходов. Дополнительный блок присоединяется входами к соответствующим выходам двоичного 4-разрядного счетчика параллельно входам блоков 15 и 17, задающих количество проходов. Сигнал с выхода дополнительного блока используется для переключения электродвигателя группы обката на получистовую круговую подачу и соответствующего изменения подачи радиального врезания.

9.4 Долбежно-реечный станок модели ЕЗ-9А

Зуборезными долбьями, наряду с нарезанием цилиндрических колес, нарезают также зубчатые рейки с прямыми и косыми зубьями (рисунок 9.29). При обработке прямозубых реек формирование зубьев осуществляют движением скорости резания $\Phi_v(\uparrow П_1)$, сообщаемым долбьяку, и движением подачи $\Phi_s(B_2 П_3)$, состоящим из функционально согласованных элементарных движений B_2 долбьяка и $П_3$ нарезаемой рейки.

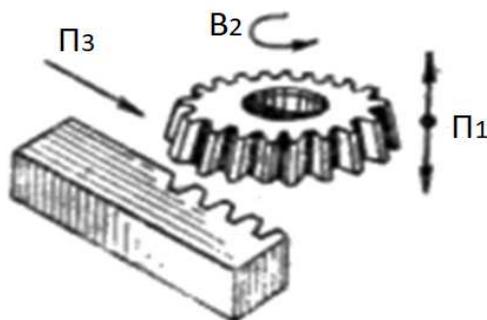


Рисунок 9.29. – Способ зубодолбления рейки

Долбяку при холостом ходе в движении Π_1 сообщают также движение «отскока» на небольшую величину (на схеме не показано) для устранения явления затирания. При нарезании косозубых реек простое движение Φ_v преобразуют так же, как при зубодолблении зубчатых колес, в сложное двухэлементарное, перемещающее долбяк по винтовой линии.

Долбежно-реечные станки проектируют на базе зубодолбежных станков. Рассмотрим кинематическую схему долбежно-реечного станка модели ЕЗ-9А (рисунок 9.30). На этом станке нарезают рейки длиной до 1100 мм, модулем до 8 мм и линией зуба по длине до 170 мм.

Формообразующая часть кинематической структуры станка при нарезании прямозубых реек состоит из двух формообразующих групп: скорости резания $\Phi_v(\uparrow\Pi_1)$ и продольной подачи $\Phi_s(B_2\Pi_3)$, связанных общими электродвигателем.

Группа скорости резания Φ_v воспроизводит образующую – линию зуба рейки. Ее внутренняя связь – элементарная поступательная пара:

прямолинейные направляющие суппорта → гильза шпинделя долбяка (Π_1).

Внешняя связь – кинематическая цепь:

$$M1 \rightarrow 125/350 \rightarrow 28/47 \rightarrow i_v \rightarrow 19/75 \rightarrow \\ \rightarrow \text{кривошипно-ползунный механизм} \rightarrow \text{шпиндель},$$

соединяющая электродвигатель M_1 со звеном соединения связей.

Группа настраивается: на скорость – гитарой i_v ; на путь и исходную точку – изменением плеч кривошипно-ползунного механизма.

Группа обката Φ_s – сложная. Ее внутренняя связь – кинематическая цепь

$$B_2 \rightarrow 90/1 \rightarrow 50/50 \rightarrow R 45/35 \rightarrow 28/4 \rightarrow i_x \rightarrow 4/28 \rightarrow \\ \rightarrow 38/57 \rightarrow t_{TB} = 3\pi \rightarrow \Pi_3,$$

связывающая шпиндель долбяка с продольным столом.

Группа настраивается: на траекторию – гитарой i_x ; на скорость – гитарой i_s и блоком (30/30 или 40/20); на направление – реверсом R ; на путь и исходную точку – упорами системы управления.

В группе обката предусмотрены дополнительные внешние связи. Первая из этих связей $M_2 \rightarrow 20/20$ в конце цикла обработки рейки обеспечивает возвращение продольного стола на ускоренной подаче в исходное положение, а вторая – (*рукоятка* $\rightarrow 30/60$) – обеспечивает при наладке станка-установочное перемещение стола в продольном направлении вручную.

Вывод ФН для органов настройки i_v, i_x, i_s .

Гитара $i_v = a_1/b_1$. Расчетная цепь совпадает с внешней связью группы скорости резания. Следовательно, РП:

$$n_{M1} \text{ мин}^{-1} \rightarrow n_d \text{ дв.ход. долбяка в мин.}$$

Тогда УКЦ:

$$n_d = (M1 = 1440) \frac{125}{350} \cdot \frac{28}{47} i_v \frac{19}{75} /$$

Откуда ФН:

$$i_v = a_2 / b_2 = n_d / 72.$$

Гитара i_x : Расчетная цепь совпадает с внутренней связью группы обката. При этом возможны следующие РП:

- 1 об. долбяка (B_2) $\rightarrow \pi t z$ перемещения нарезаемой рейки (P_3);
- 1/z об. долбяка (B_2) $\rightarrow t$ мм перемещения нарезаемой рейки (P_3);
- L мм перемещения рейки (P_3) $\rightarrow L/\pi t z$ оборота долбяка (B_2),

где $t = \pi t$ – шаг зубьев рейки;

m и z – соответственно модуль и число зубьев долбяка;

L – произвольное число.

УКЦ по первому из приведенных РП:

$$\pi t z = 1 \frac{90}{1} \cdot \frac{50}{50} \cdot \frac{45}{45} \cdot \frac{28}{4} i_x \frac{4}{28} \frac{38}{57} (t_1 = 3\pi).$$

Тогда ФН:

$$i_x = \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \right) = \frac{m z}{180}.$$

Гитара i_s . Расчетная цепь не совпадает с внешней связью группы подачи, т.к. при зубодолблении рейки под подачей принимают величину перемещения продольного стола за один двойной ход долбяка. Отсюда РП:

$$1 \text{ дв. ход долбяка} \rightarrow s \text{ мм перемещения продольного стола.}$$

Тогда УКЦ:

$$s = 1 \frac{25}{25} \left(\frac{30}{30} \text{ или } \frac{40}{20} \right) i_x \cdot \frac{30}{30} \cdot \frac{30}{30} i_x \frac{4}{28} \frac{38}{57} 3\pi.$$

Или после преобразований:

$$S = i_0 \cdot (i_n = 1 \text{ или } 2) \cdot i_s \cdot 3 \cdot \pi.$$

Откуда ФН:

$$\left(i_s = \frac{a_1}{b_1} \right) = \frac{c \cdot s}{m z},$$

где c – произведение передаточных отношений постоянных передач расчетной цепи с учетом переключения блока (30/30 или 40/20), равная 180 и 360.

В кинематической структуре станка предусмотрены также две вспомогательные группы $Vc(II_4)$ и $Vc(II_5)$. Ненастраиваемая группа $Vc(II_4)$ используется при наладке станка для установочных перемещений стола с заготовкой в радиальном направлении. Ее внутренняя связь – поступательная пара

радиальные направляющие станины – стол.

Внешняя связь:

рукоятка → 25/24 → 23/22 → тяговый вал t_2 .

Группа $Vc(II_5)$ осуществляет радиальный отвод долбяка от заготовки при холостом ходе долбяка. Эта группа аналогична такой же группе, рассмотренной при описании зубодолбежного станка для обработки зубчатых колес.

Для обработки косозубых реек в группе Φ_v необходимо заменить прямолинейные направляющие шпинделя долбяка на винтовые.

9.5 Станки для зуботочения цилиндрических зубчатых колес

9.5.1 Анализ способа зуботочения цилиндрических колес обкатным резцом типа зуборезного долбяка

При обкатном зубодолблении зуборезными долбяками срезание стружки происходит только при рабочем ходе долбяка в движении $\downarrow P_1$ скорости резания. Вместе с тем движение обката (B_2B_3), скорость которого определяется круговой подачей долбяка, в течение всего цикла обработки происходит непрерывно. Следовательно, оба формообразующих движения

функционируют в качественно различном ритме. Это неизбежно при каком-то значении круговой подачи и при принятой величине «отскока» долбяка на холостом ходу в движении $\uparrow\Pi_5$ приводит к возникновению явления затирания, которое проявляется в виде трения скольжения боковых режущих кромок зубьев долбяка о профилируемые зубья колеса.

Среди технических решений, обеспечивающих устранение явления затирания, предпочтительны решения, основанные на согласовании ритмов формообразующих движений. Для решения этой задачи возможны два пути согласования ритмов формообразующих движений. Первый путь – приведение ритма движения обката, воспроизводящего направляющую (профиль зубьев) к ритму движения скорости резания, воспроизводящей образующую (линию зуба). Следовательно, необходимо на периоды холостого хода долбяка прекращать движение обката. Такой вариант, признанный изобретением [13], и его модификации посредством изменения правила выполнения одного из формообразующих движений обеспечивает устранение явления затирания при зубодолблении.

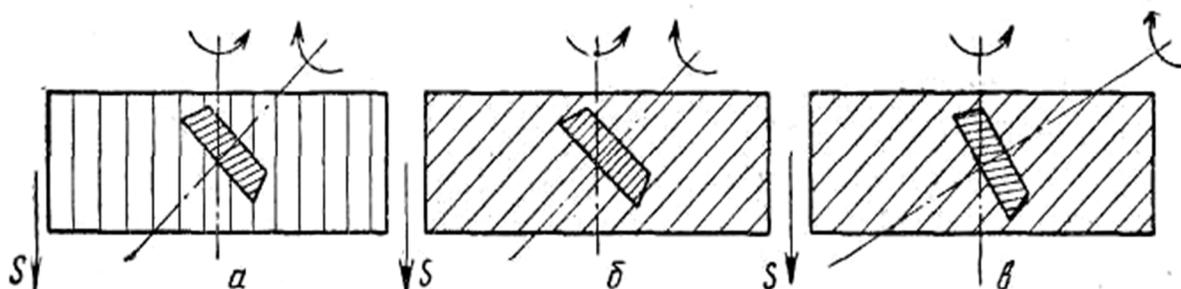
Второй путь основан на приведении ритма движения скорости резания к ритму движения обката. В этом случае оба формообразующих движения осуществляют непрерывно. Причем точение зубчатой поверхности возможно только при вполне определенных условиях.

При рассмотрении зацепления двух цилиндрических колес с винтовыми зубьями, работающими с перекрещивающимися осями, наблюдается скольжение боковой поверхности зубьев одного колеса относительно другого. Это условие и было использовано для зуботочения цилиндрических колес. Одно из двух сцепляющихся винтовых колес заменили обкатным резцом – инструментом типа зуборезного долбяка, а другое – заготовкой. В данном случае инструмент можно представить как многозаходную червячную фрезу. Зуботочением можно нарезать (рисунок 9.31) как косозубые, так и прямозубые цилиндрические колеса. Причем прямозубые колеса необходимо нарезать обязательно косозубым инструментом, т.к. только в этом случае угол скрещивания осей не будет равен нулю. Косозубые колеса можно нарезать как прямозубым, так и косозубым инструментом.

При названных условиях скорость резания определяется относительным скольжением боковых поверхностей зубьев и зависит от суммы углов подъема зубьев инструмента, зубьев нарезаемого колеса и угла скрещивания осей инструмента и нарезаемой заготовки. По библиографическим источникам наивыгоднейшая сумма этих углов равна 90° . При этом угол скрещивания осей обычно принимают равным 60° .

Первые технические решения в области зуботочения были защищены патентами в начале XIX в. В первоисточниках краткое описание способа зуботочения представлено на языке патентования того времени. Такое

описание не соответствует современной парадигме познания способов формообразующей обработки [3]. Не рассматривается также условие, при котором возможно зуботочение обкатным резцом типа долбяка при воспроизведении профиля зубьев обкатом (по описанию изобретения по патентам – огибанием).



- a*** – нарезаемое колесо прямозубое, инструмент – косозубый резец;
- б*** – нарезаемое колесо косозубое, инструмент – прямозубый резец;
- в*** – нарезаемое колесо косозубое, инструмент – косозубый резец

Рисунок 9.31. – Возможные схемы зуботочения цилиндрических колес обкатным резцом типа зуборезного долбяка

На рисунке 9.32 приведена схема способа зуботочения цилиндрических зубчатых колес.

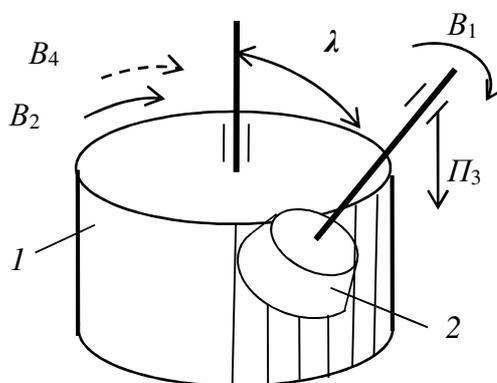


Рисунок 9.32. - Способ зуботочения цилиндрических зубчатых колес

При зуботочении прямозубого колеса заготовка *1* относительно инструмента – обкатного резца *2* – устанавливается так, чтобы их оси скрещивались под углом λ . Процесс получения зубчатого колеса осуществляется в результате сообщения инструменту и заготовке двух формообразующих движений.

Профиль зубьев (образующая) зубчатого колеса и процесс деления, совмещенный с формообразованием, воспроизводится двухэлементарным

движением обката $\Phi_v(B_1B_2)$, состоящим из двух функционально связанных элементарных движений: вращения B_1 инструмента 2 и вращения B_2 заготовки 1. Движение обката с замкнутой траекторией. Настраивается это движение по трем параметрам: на траекторию – согласованием движений B_1 и B_2 ; на скорость – изменением круговой частоты движения B_1 ; на направление – изменением направления траектории обката.

Линия зуба (направляющая) – прямая, параллельная оси заготовки, – воспроизводится элементарным движением $\Phi_s(P_3)$ инструмента. Это движение с незамкнутой траекторией и настраивается: на скорость – изменением величины подачи; на путь и исходное положение – по упорам.

Для зуботочения косозубых колес (производная цель) в схеме рассмотренного способа зуботочения прямозубых колес элементарное движение $\Phi_s(P_3)$ необходимо преобразовать в двухэлементарное винтовое движение $\Phi_s(P_3B_4)$, где B_4 – дополнительное вращательное движение заготовки (на рисунке 9.32 показано пунктирной стрелкой). Полученный таким образом способ зуботочения косозубых цилиндрических колес отличается от прототипа (первообразного способа) дополнительным элементом (движением B_4) и правилом его выполнения, определяемом через функциональную связь с движением P_3 .

При зуботочении косозубых колес заготовка 1 одновременно участвует в движениях B_2 и B_4 . Возможно как физическое, так и математическое сложение двух элементарных движений на одном исполнительном органе. При физическом сложении в кинематической структуре станка обязательно наличие дифференциала (суммирующего механизма).

Синергизм обоих рассмотренных способов зуботочения (первообразного и производного от него) характеризуется производными целями: изменением функции формообразующих движений, на этой основе упрощением структуры посредством исключения движений врезания и отвода – подвода инструмента к заготовке, характерного для зубодолбления, отсутствием явления затирания инструмента, повышением производительности. По библиографическим источникам производительность зуботочения выше производительности обкатного зубодолбления и фрезерования червячными фрезами в 3–5 раз. В тоже время зуботочение уступает зубодолблению в универсальности.

9.5.2 Типовая структурная схема станка для зуботочения цилиндрических колес обкатным резцом

На рисунке 9.33 приведена типовая структурная схема станка с механическими связями [14], реализующая рассмотренный способ зуботочения цилиндрических зубчатых колес обкатным резцом типа зуборезного долбяка. Схема содержит две сложные формообразующие группы $\Phi_v(B_1B_2)$

кинематическая цепь, имитирующая передачу винт–гайка, состоящая из механических передач:

$$\begin{aligned} & P_3 \leftarrow \text{суппорт} \leftarrow TB \leftarrow 11 \leftarrow \text{муфта} 12 \leftarrow 13 \rightarrow i_y \rightarrow 14 \rightarrow \\ & \rightarrow \text{дифференциал} \rightarrow 6 \rightarrow 7 \rightarrow 8 \rightarrow \\ & \rightarrow \text{шпиндель с заготовкой обрабатываемого колеса} 9 \rightarrow B_4. \end{aligned}$$

Внешняя связь – кинематическая цепь:

$$\begin{aligned} M_1 \rightarrow 10 \rightarrow i_v \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow i_x \rightarrow 5 \rightarrow \text{дифференциал} \rightarrow 6 \rightarrow 7 \rightarrow \\ \rightarrow i_s \rightarrow \text{звено соединения связей} 13. \end{aligned}$$

Группа настраивается по четырем параметрам: на траекторию – органом настройки i_y ; на скорость воспроизведения линии зуба(подачу) – органом настройки i_s ; на исходную точку и путь – по упорам системы управления.

Вспомогательная, ненастраиваемая, группа $P_3(P_5)$ – простая. Ее исполнительный орган – суппорт инструмента – одновременно является исполнительным органом формообразующей группы $\Phi_s(P_3B_4)$. Внутренняя связь вспомогательной группы имеет вид:

$$\text{суппорт} \rightarrow \text{вертикальные направляющие станины}.$$

Внешняя связь – кинематическая цепь:

$$M_2 \rightarrow \text{муфта} 15 \rightarrow 11 \rightarrow \text{звено соединения связей} TB.$$

Траектория движения, воспроизводимого группой, совпадает с траекторией движения P_3 .

Вывод ФН для органов настройки (в станках с механическими связями это, как правило, гитары сменных зубчатых колес) i_x, i_y, i_v, i_s .

Орган настройки i_x . Расчетная цепь совпадает с внутренней связью группы $\Phi_v(B_1B_2)$. РП имитирует зубчатое зацепление:

$$1 \text{ об. обкатного резца } (B_1) \rightarrow z_u/z \text{ об. заготовки колеса } (B_2),$$

где z_u – число зубьев обкатного резца;
 z – число зубьев нарезаемого колеса.
 Тогда УКЦ:

$$z_u/z = 1 \cdot c_1 \cdot i_\Sigma \cdot i_x,$$

где c_1 – произведение передаточных отношений постоянных передач расчетной цепи;

i_Σ – передаточное отношение дифференциала при одном остановленном входе.

Откуда ФН:

$$i_x = z_u/c_1 \cdot i_\Sigma \cdot z.$$

Орган настройки i_y . Расчетная цепь совпадает с внутренней связью группы $\Phi_s(P_3B_4)$. РП имитирует передачу винт–гайка:

T мм перемещения инструмента (P_3) \rightarrow 1 об. нарезаемого колеса (B_4).

Тогда УКЦ:

$$1 = T / t_{TB} \cdot i_y \cdot c_2 \cdot i_\Sigma,$$

где $T = \pi m z_u / \sin \beta$; T – шаг винтовой линии нарезаемого колеса;

β – угол подъема винтовой линии нарезаемого колеса;

c_2 – произведение передаточных отношений постоянных передач расчетной цепи;

i_Σ – передаточное отношение дифференциала при одном остановленном входе.

Откуда ФН:

$$i_y = t_{TB} / T c_2 \cdot i_\Sigma.$$

Орган настройки i_v . Скорость воспроизведения образующей задается посредством скорости резания. Поэтому расчетная цепь это кинематическая связь электродвигатель M_1 шпиндель 1 обкатного резца 2. Следовательно, РП:

n_M мин⁻¹ электродвигателя M_1 \rightarrow n_u мин⁻¹ обкатного резца 2 (B_1).

Тогда УКЦ:

$$n_u = n_M \cdot c_3 \cdot i_v,$$

где c_3 – произведение передаточных отношений постоянных передач расчетной цепи.

Откуда ФН:

$$i_v = n_u / c_3 \cdot n_M.$$

Орган настройки i_s . При использовании общего электродвигателя в формообразующих группах скорость воспроизведения направляющей задается посредством оборотной подачи инструмента. Поэтому расчетная цепь это кинематическая связь – шпиндель заготовки 9 суппорт шпинделя обкатного резца 2. Следовательно, РП:

1 об. заготовки 9 \rightarrow s мм/об обкатного резца 2 (P_3).

Тогда УКЦ:

$$s = 1 \cdot c_4 \cdot i_s \cdot t_{TB},$$

где c_4 – произведение передаточных отношений постоянных передач расчетной цепи.

Откуда ФН:

$$i_s = s / c_4 \cdot t_{TB}.$$

Группа скорости резания Φ_v воспроизводит образующую – профиль зуба нарезаемого колеса и обеспечивает процесс деления, совмещенный с формообразованием. Внутренняя связь группы, обеспечивающая станочное зацепление:

$$(B_1) \text{ обкатной резец } 1 \leftarrow 130/26 \leftarrow 22/22 \leftarrow 22/22 \rightarrow 22/22 \rightarrow \Sigma \rightarrow i_x \rightarrow \\ \rightarrow 22/22 \rightarrow 19/152 \rightarrow \text{заготовка 2 нарезаемого колеса } (B_2).$$

Внешняя связь, сообщающая энергию движения во внутреннюю связь через звено соединения связей:

$$D_1 \rightarrow 135/218 \rightarrow i_v \rightarrow 28/28 \rightarrow 22/22.$$

Движение Φ_v с замкнутой траекторией. Поэтому группа настраивается по трем параметрам: на траекторию – гитарой i_x ; на скорость – гитарой i_v ; на направление – реверсом, совмещенным с гитарой i_v .

Внутренняя связь группы работает при больших скоростях. Поэтому в качестве ее конечных звеньев использованы не червячные передачи, устанавливаемые в аналогичных связях других зубонарезающих станках, а цилиндрические зубчатые передачи с крупногабаритными делительными колесами 3 и 4.

Группа подачи Φ_s воспроизводит направляющую – линию зуба. Ее внутренняя связь, называемая цепью дифференциала:

$$(P_3) \text{ инструментальный суппорт } \leftarrow \text{тяговый вал } (t = 10) \leftarrow 20/2 \leftarrow \\ \leftarrow 36/64 \rightarrow i_y \rightarrow 90/1 \rightarrow \Sigma \rightarrow i_x \rightarrow 22/22 \rightarrow 19/152 \rightarrow \\ \rightarrow \text{шпиндель заготовки 2 } (B_4).$$

Внешняя связь – развитая кинематическая цепь

$$D_1 \rightarrow i_v \rightarrow 28/28 \rightarrow 22/22 \rightarrow \Sigma \rightarrow 4/32 \rightarrow i_s \rightarrow \\ \rightarrow \text{звено соединения связей (вал ведомого колеса гитары } i_s).$$

Движение Φ_s с незамкнутой траекторией и поэтому настраивается по пяти параметрам: на траекторию – гитарой i_y ; на скорость и направление – гитарой i_s , совмещенной с реверсом; на путь и исходную точку – упорами путевой системы управления, воздействующими на конечные выключатели, управляющие через схему электроавтоматики циклом работы станка.

Электродвигатель D_2 используется для установочных перемещений инструментального суппорта при наладке станка.

Вывод ФН для гитар сменных зубчатых колес i_x, i_v, i_y, i_s .

Гитара i_x . Расчетная цепь для гитары совпадает с внутренней связью группы Φ_v . Поэтому РП:

$$1 \text{ об.обкатного резца } (B_1) \rightarrow z_v/z \text{ об. заготовки нарезаемого колеса } (B_2),$$

где z_u – число зубьев обкатного резца;
 z – число зубьев нарезаемого колеса.

Тогда УКЦ:

$$\frac{z_u}{z} = \frac{130}{26} \cdot \frac{22}{22} \cdot \frac{22}{22} \cdot \frac{22}{22} \cdot i_{\Sigma} \cdot i_x \cdot \frac{22}{22} \cdot \frac{19}{152},$$

где i_{Σ} при неподвижном корпусе (водиле) равно 1.

Откуда ФН:

$$i_x = \frac{8}{5} \cdot \frac{z_u}{z}.$$

Гитара i_v . Расчетная цепь связывает электродвигатель D_1 со шпинделем обкатного резца. Поэтому РП:

$$n_{D1} \text{ мин}^{-1} \text{ электродвигателя} \rightarrow n_u \text{ мин}^{-1} \text{ обкатного резца.}$$

Тогда УКЦ:

$$n_u = 1440 \cdot \frac{135}{218} \cdot i_v \cdot \frac{28}{28} \cdot \frac{22}{22} \cdot \frac{22}{22} \cdot \frac{26}{130}.$$

Откуда ФН:

$$i_v = \frac{n_u}{178}.$$

Гитара i_y . Расчетная цепь для гитары совпадает с внутренней связью группы Φ_s . Поэтому РП:

$$1 \text{ об. заготовки } (B_4) \rightarrow T \text{ мм перемещения суппорта инструмента } (П_3).$$

Тогда УКЦ:

$$T = 1 \cdot \frac{152}{19} \cdot \frac{22}{22} \cdot \frac{1}{i_x} \cdot i_{\Sigma} \cdot \frac{90}{1} \cdot \frac{1}{i_y} \cdot \frac{64}{36} \cdot \frac{2}{20} \cdot t_{TB},$$

где $T = \frac{\pi m z}{\sin \beta}$; T – шаг винтовой линии нарезаемого колеса и инструмента;

β – угол подъема винтовой линии;

$$i_v = \frac{1}{2} \text{ (водило ведомое);}$$

$$t_{TB} = 10.$$

Откуда ФН:

$$i_y = \frac{127,3296 \sin \beta}{m z_u}.$$

Гитара i_s . Кинематическая цепь, соединяющая шпиндель заготовки с вертикальным тяговым валом суппорта, является расчетной. Поэтому РП:

1 об.заготовки $\rightarrow s_g$ продольного перемещения суппорта.

Тогда УКЦ:

$$s_g = 1 \cdot \frac{152}{19} \cdot \frac{22}{22} \cdot \frac{4}{32} \cdot i_s \cdot \frac{2}{20} \cdot (t_{TB} = 10).$$

Откуда ФН:

$$i_s = s_g.$$

В рассмотренной модели станка для зуботочения и его аналогов внутренние связи сложных формообразующих групп состоят из механических передач и отдельных механизмов (дифференциалов, гитар сменных зубчатых колес), обеспечивающих статическую возможность задания точных передаточных отношений между исполнительными органами группы и не требуют дополнительных настроек в процессе работы. Вместе с тем при сложном пространственном расположении исполнительных органов станка, большом числе промежуточных подвижных звеньев жесткие внутренние механические связи становятся громоздкими, что приводит к усложнению конструкции станка и снижению его кинематической точности. Это особенно важно для зубообрабатывающих станков, имеющих сложные разветвленные, многозвенные, механические, переналаживаемые цепи значительной протяженности, где необходимо обеспечивать жесткую связь для создания сложных формообразующих движений.

Глава 10

СТАНКИ ДЛЯ ЧИСТОВОЙ ОБРАБОТКИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Среди видов чистовой обработки зубчатых колес наиболее распространены обкатка, шевингование, зубохонингование и шлифование.

Обкатка – это уплотнение боковых поверхностей зубьев незакаленных колес поверхностным пластическим деформированием. Для этого колесо обкатывается под нагрузкой с одним, двумя или тремя закаленными эталонными колесами.

Шевингование – это обработка незакаленных зубчатых колес специальным режущим инструментом – шевером. Съем припуска до 15 мкм. Процесс шевингования обеспечивает снижение шероховатости поверхности и повышение точности профиля зубьев.

Зубохонингование – процесс для обработки зубчатых колес после шевингования и термообработки. При этом устраняются дефекты поверхности закаленных зубьев. Съем припуска – до 10 мкм. В качестве инструмента используют зубчатый хон, выполненный в виде зубчатого колеса из пластмассы с абразивной смесью. Относительные движения те же, что и при шевинговании, но окружные скорости в 2 раза превышают скорость шевера.

Зубошлифование применяют для обработки высокоточных закаленных зубчатых колес. В качестве инструмента используют дисковые, тарельчатые, чашечные и червячные абразивные круги.

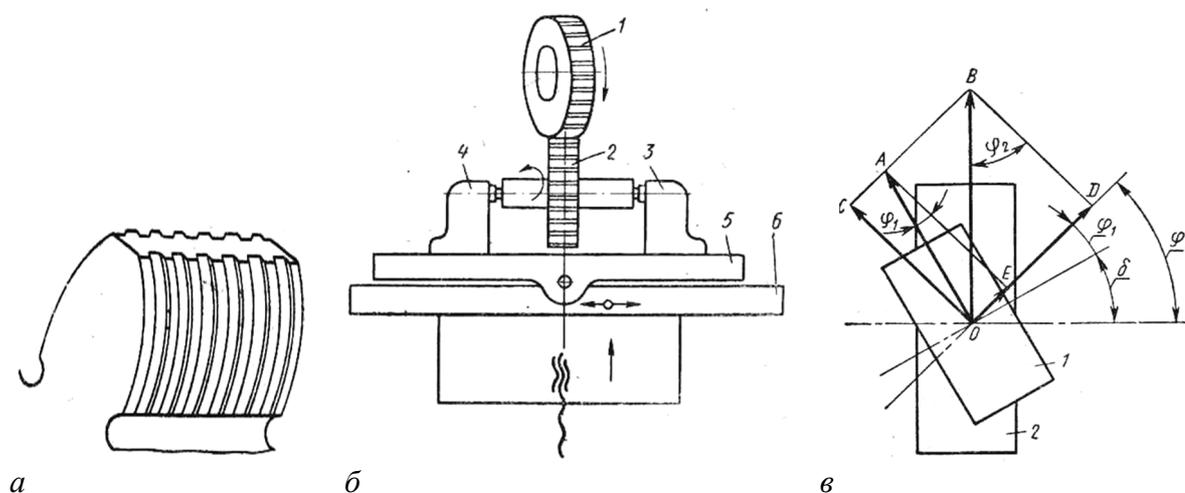
10.1 Зубошевинговальные станки

Шевер представляет собой эталонное зубчатое колесо, у которого для образования режущих кромок зубья прорезаны поперечными канавками (рисунок 10.1, *а*). При вращении шевера и шевингуемого колеса, находящихся в зацеплении, происходит боковое скольжение зубьев вдоль их длины, и режущие кромки канавок на профилях зубьев шевера срезают (соскабливают) тонкие стружки с профилей зубьев. Срезание стружек происходит в результате скрещивания осей шевингуемого колеса и шевера.

На рисунке 10.1, *б* представлена принципиальная схема шевингования цилиндрического зубчатого колеса. Шевер 1 вращается от электродвигателя и принудительно вращает обрабатываемое колесо 2, установленное в центрах 3 бабки 4. Бабка установлена на столе 5, который шарнирно связан с продольным столом 6, получающим поступательно-возвратное движение. В конце каждого двойного хода стол совершает вертикальную подачу.

Таким образом, зубошевингование происходит при следующих двух формообразующих движениях и движении врезания: принудительном от шевера вращении колеса, поступательно-возвратном движении колеса и прерывистом перемещении колеса в радиальном направлении к шеверу.

На рисунке 10.1, в показаны начальные цилиндры 1 шевера и 2 обрабатываемого колеса. OA и OB – векторы окружных скоростей соответственно шевера и колеса; OE – линия соприкосновения зубьев; φ_1 и φ_2 – углы наклона зубьев; δ – угол скрещивания осей. Проекции окружных скоростей на линию OC , перпендикулярную к линии зуба, должны быть $AE = BD = CO$.



**а – зуб шевера; б – схема шевингования;
в – схема для определения круговой частоты вращения шевера**

Рисунок 10.1. – Формообразование поверхности при зубошевинговании

Недостатком шевингования является отсутствие жесткой кинематической связи между шевером и обрабатываемым колесом, вследствие чего накопленная ошибка очередного шага исправляется в небольшой степени. Точность обработки шевингованием в значительной степени зависит от качества зубонарезания и припуска под шевингование.

При зубошевинговании в качестве скорости резания принимают скорость $v_{ск}$ бокового скольжения зубьев шевера относительно зубьев шевингуемого колеса. Рассмотрим методику определения скорости резания и круговой частоты шевера.

Тогда

$$OA \cos \varphi_1 = OB \cos \varphi_2.$$

Скорость бокового скольжения:

$$v_{ск} = OD - OE = OB \sin \varphi_2 - OA \sin \varphi_1.$$

Подставляя $OB = OA (\cos \varphi_1 / \cos \varphi_2)$, получим:

$$v_{ск} = OA \left(\frac{\sin \varphi_2 \cdot \cos \varphi_1}{\cos \varphi_2} - \sin \varphi_1 \right) = v \frac{\sin \delta}{\cos \varphi_2}.$$

Таким образом, скорость резания при шевинговании пропорциональна синусу угла скрещивания осей шевра и колеса.

Если у колеса прямые зубья, т.е. $\varphi_2 = 0$ и $\cos \varphi_2 = 1$, то $\varphi_1 = \delta$.

Тогда

$$v_{ск} = v \sin \delta.$$

Допустим, при шевинговании прямоугольного колеса окружная скорость шевра $v = 120$ м/мин, угол скрещивания осей $\delta = 15^\circ$.

Тогда скорость резания

$$v_{ск} = 120 \sin 15^\circ \approx 31 \text{ м/мин.}$$

Зная диаметр шевра и скорость резания, можно определить круговую частоту вращения шевра:

$$n_{ш} = \frac{1000 v_{ск}}{\pi d_{ш}} \text{ мин}^{-1}.$$

10.1.1 Зубошевинговальный станок модели 5702

Предназначен для шевингования цилиндрических прямозубых и косозубых зубчатых колес внешнего зацепления. Область применения – серийное производство. Рабочий цикл – полуавтоматический.

Техническая характеристика. Максимальный модуль шевингуемых колес 6 мм; максимальный диаметр шевингуемого колеса 200 мм; диапазон круговых частот шевра 78–395 мин⁻¹.

Кинематическая схема станка (рисунок 10.2) включает две формообразующие группы $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_s(P_2)$ и группу врезания $Vp(P_3)$.

Группа Φ_v простая. Ее внутренняя связь:

корпус шевинговальной головки → шпindel шевра.

Внешняя связь – кинематическая цепь

$$M_1 \rightarrow 2/28 \rightarrow (i_v = a/b) \rightarrow 4/5 \rightarrow 8/9 \rightarrow 10/11 \rightarrow \text{шевер } (B_1).$$

Группа настраивается: на скорость – двухколесной гитарой i_v ; на направление – реверсом, функцию которого выполняет конечный выключатель 2ВК, реверсирующий направление вращения электродвигателя.

Группа Φ_s – простая. Ее внутренняя связь:

горизонтальные направляющие → продольный стол.

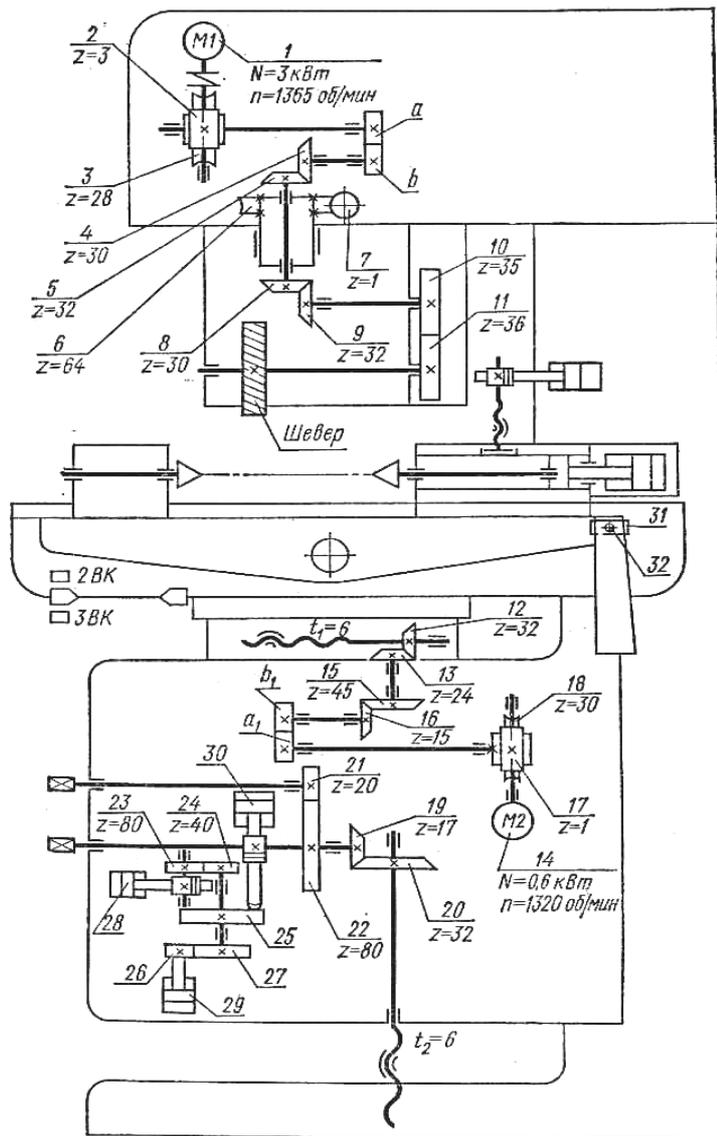


Рисунок 10.2. – Кинематическая схема
зубошвинговального станка модели 5702

Внешняя связь – кинематическая цепь:

$$M_2 \rightarrow 1/30 \rightarrow (i_s = a_1/b_1) \rightarrow 16/15 \rightarrow 13/12 \rightarrow TV_{I1} \rightarrow \rightarrow \text{продольный стол } (П_2).$$

Группа настраивается: на скорость – двухколесной гитарой i_s ; на путь, направление и исходную точку – упорами, расположенными на продольном столе и управляющими конечным выключателем 2BK. Этот выключатель синхронно реверсирует движения V_1 и $П_2$ в конце хода продольного стола. Конечный выключатель 3BK является аварийным и отключает станок, если не срабатывает конечный выключатель 2BK.

Группа V_r простая. Ее внутренняя связь – поступательная пара:

вертикальные направляющие \rightarrow консоль, несущая продольный стол.

Внешняя связь:

гидроцилиндр 28 → реечная передача → 23/24 →
→ валик, несущий кулак 25 радиальной подачи врезания
и барабан управления 27 → шток-рейка гидроцилиндра 30 →
→ реечная передача → 19/20 → TB_{12} → консоль (Π_3).

Группа настраивается: на скорость (прерывистую радиальную подачу) – кулаком 25; на путь и исходную точку – винтом, посредством которого через коническую передачу поворачивают TB_{12} , перемещающий консоль. Для установочных перемещений консоли используется винт, поворачивающий через передачи 21/22 и 19/20 тяговый вал.

Вывод ФН для органов настройки i_v, i_s .

Гитара i_v . Расчетная цепь совпадает с внешней связью группы Φ_v . Следовательно, РП:

$$n_{m1} \text{ мин}^{-1} \rightarrow n_{uu} \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда УКЦ:

$$n_{uu} = n_{m1} i_{01} (i_v = a/b),$$

Откуда ФН:

$$i_v = n_{uu}/i_{01},$$

где i_{01} – константа, равная примерно 140.

Гитара i_s . При зубошвинговании под подачей s_{np} понимают величину перемещения продольного стола за один оборот заготовки. При минутной подаче s_m и частоте вращения заготовки n_3

$$s_{np} = s_m/n_3 \text{ или } s_m = s_{np} n_3,$$

где $n_3 = n_{uu}(z_{uu}/z_3)$.

Расчетная цепь совпадает с внешней связью группы Φ_s . Следовательно, РП:

$$n_{m2} \text{ мин}^{-1} \rightarrow s_m \text{ мм/мин.}$$

Тогда УКЦ:

$$s_m = n_{m2} i_{02} (i_s = a_1/b_1) t_{TB}.$$

Откуда ФН:

$$i_s = s_m / c_2,$$

где $c_2 = i_{02} t_{TB}$ – константа, равная 110.

Настройка на радиальную подачу врезания. Эта подача осуществляется в конце каждого хода продольного стола.

Угол поворота кулака 25 ограничивается винтами-упорами, расположенными в шахматном порядке и опирающимися на собачку 26, которая перебрасывается гидроцилиндром 29. Кулак имеет ступеньки по торцу с перепадом 1,45 мм, т.е. при повороте кулака на минимальный угол 12° шток-рейка гидроцилиндра 30, упирающийся в площадку кулака, получает возможность перемещения на 1,45 мм. Тогда РП:

$$1,45 n \text{ мм перемещения штока-рейки} \rightarrow s_p \text{ мм/ход стола (П}_3\text{)}.$$

Тогда УКЦ (ФН):

$$s_p = (1,45 n / \pi m z) (19/20) t_{TB} = c_3 n,$$

где n – число интервалов между соседними упорами; рекомендуется $n = 1-3$;

m, z – модуль и число зубьев колеса, находящегося в зацеплении со шток-рейкой;

c_3 – константа, равная 0,02.

На данной модели станка можно шевинговать также колеса с бочкообразной формой зуба. Это осуществляется посредством поворота копира 31 на определенный угол. При поступательном движении палец 2, скользящий в пазу копира, через кронштейн, повернутый к столу, сообщает ему качение в вертикальной плоскости вокруг центральной оси. Обработываемое колесо, установленное в центрах бабок на столе, также качается. При этом ось колеса наклоняется по отношению к оси шевера. Поэтому у торцов шевера снимает больший слой металла, чем в средней части зубьев. В итоге обеспечивается бочкообразная форма зубьев шевингуемого колеса.

10.2 Зубошлифовальные станки

При зубошлифовании используют те же принципы формообразования боковых поверхностей зубьев, что и при зубофрезеровании. Копирование в сочетании с касанием используют при шлифовании зубьев колес профильным кругом. Кинематическая структура станков, работающих таким кругом, наиболее простая, т.к. содержит две простые группы формообразования и группу деления. Более широко используют сочетание обката с касанием. При таком сочетании зубья колес шлифуют дисковым обкатным кругом, двумя обкатными тарельчатыми кругами и червячными кругами.

На рисунке 10.3 приведена схема обкатного шлифования зубчатой поверхности прямозубых цилиндрических колес дисковым шлифовальным кругом. Посредством движений $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_{s1}(П_2 B_1)$ касанием воспроизводится линия зуба по длине, а движением обката $\Phi_{s2}(П_3 B_4)$ – профиль зуба.

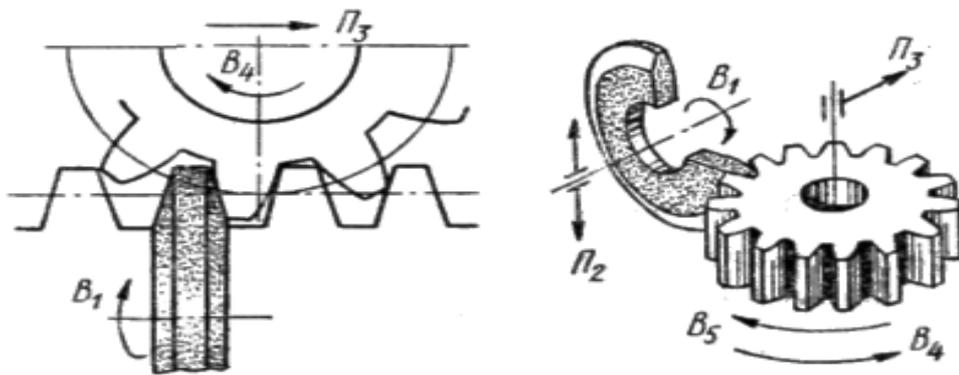


Рисунок 10.3. – Схема шлифования прямозубого цилиндрического колеса абразивным дисковым кругом

Рабочая поверхность шлифовального круга (характеристический образ инструмента) образует профиль зуба воображаемой рейки, по которой катится без скольжения шлифуемое колесо. Боковые поверхности каждого зуба шлифуются последовательно. Поэтому после обработки одной боковой поверхности движение обката реверсируется для обработки другой боковой поверхности в той же впадине колеса. Вследствие того, что по циклу обработки шлифование боковых поверхностей зубьев колеса осуществляется последовательно от одной впадины к другой, схемой обработки предусмотрено движение деления $D(B_5)$, периодически поворачивающее колесо на угловой шаг.

При шлифовании зубьев колеса двумя, установленными на общем шпинделе, тарельчатыми кругами (рисунке 10.4) их размещают в соседних впадинах.

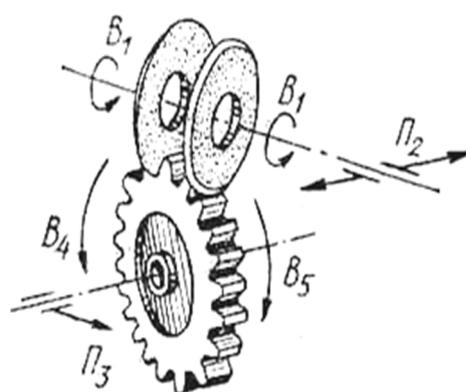


Рисунок 10.4. – Шлифование зубьев двумя тарельчатыми кругами

При этом схема элементарных движений шлифуемого колеса и шлифовальных кругов, образующих движения формообразования Φ_v , Φ_{s1} , Φ_{s2} и движение деления D , остается такой же, как и при шлифовании дисковым

кругом. Цикл шлифования также не изменяется. При шлифовании крупномодульных колес возможно размещение двух тарельчатых кругов в одной впадине.

На рисунке 10.5 показана схема шлифования зубчатого колеса червячным шлифовальным кругом.

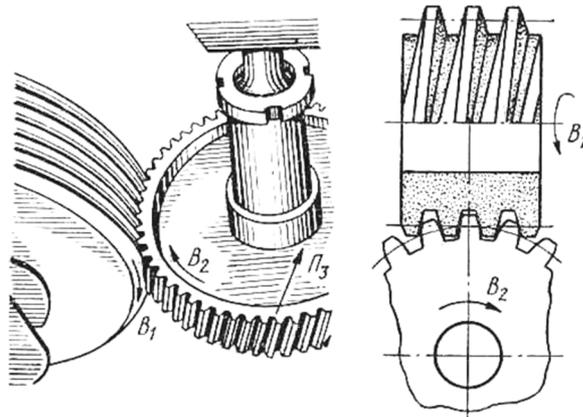


Рисунок 10.5. – Шлифование зубьев червячным кругом

Посредством формообразующего движения обката $\Phi_v(B_1B_2)$ воспроизводится профиль зубьев, а посредством формообразующего движения касания $\Phi_s(\Pi_3 B_1)$ – линия зубьев по длине прямозубого колеса. При шлифовании колес с винтовыми зубьями движение Φ_s преобразуется в сложное $\Phi_s(\Pi_3 B_1B_4)$, где B_4 – дополнительное вращательное движение шлифуемого колеса.

10.2.1 Типовая структурная схема зубошлифовального станка

На рисунке 10.6 приведена одна из типовых структурных схем зубошлифовальных станков, работающих дисковыми и тарельчатыми шлифовальными кругами.

Кинематическая структура станка включает группы: $\Phi_v(B_1)$, $\Phi_{s1}(\Pi_2)$, $\Phi_{s2}(\Pi_3B_4)$, $D(B_5)$. Причем функционально не связанные группы $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_{s1}(\Pi_2)$ выполняют функцию составного движения касания $(\Pi_2^*B_1)$, воспроизводящего линию зуба по длине обрабатываемого зубчатого колеса.

Группа $\Phi_v(B_1)$. Ее внутренняя связь – вращательная кинематическая пара

подшипниковые опоры → шпиндель шлифовального круга.

Внешняя связь:

$M_1 \rightarrow 10 \rightarrow 11 \rightarrow \text{шпиндель } (B_1).$

Движение B_1 имеет замкнутую траекторию. Поэтому теоретически это движение можно настраивать только по двум параметрам: направлению и скорости резания. Практической необходимости в настройке направления движения B_1 нет. В различных модификациях станка модели 5831 для настройки скорости резания используют ременную передачу со сменными шкивами. Целесообразно такой вид регулирования заменить частотным регулированием круговой частоты электродвигателя M_1 .

Группа $\Phi_{s1}(П_2)$. Ее внутренняя связь – поступательная кинематическая пара

направляющие → *ползун, несущий группу* $\Phi_v(B_1)$.

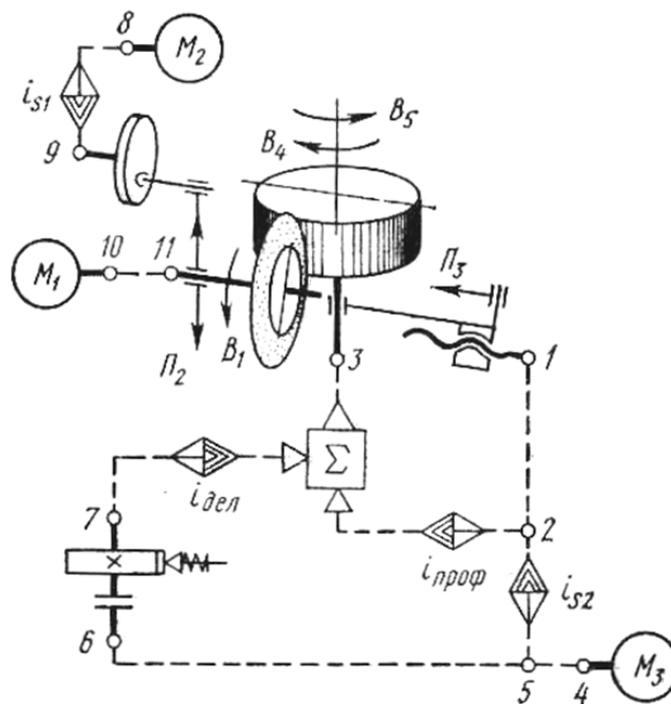


Рисунок 10.6. – Структурная схема зубшлифовального станка

Внешняя связь:

$$M_2 \rightarrow 8 \rightarrow i_{s1} \rightarrow 9 \rightarrow \text{кривошипно-ползунный механизм } (П_2).$$

Группа настраивается: на скорость – органом настройки i_{s1} ; на путь – изменением радиуса кривошипа; исходную точку – изменением длины шатуна.

Группа $\Phi_{s2}(П_3B_4)$ – сложная, имитирующая станочное зубчато-реечное зацепление. Ее внутренняя связь – кинематическая цепь:

$$П_3 \leftarrow ТВ \leftarrow 1 \leftarrow 2 \rightarrow i_{проф} \rightarrow \Sigma \rightarrow 3 \rightarrow B_4.$$

Внешняя связь:

$$M_3 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow i_{s2} \rightarrow 2.$$

Группа настраивается: на траекторию – органом настройки $i_{проф}$; на скорость – органом настройки i_{s2} ; на направление – реверсом, располагаемым, как правило, перед органом настройки i_{s2} ; на путь и исходную точку – по упорам системы управления.

Группа деления $D(B_5)$. Ее внутренняя связь вращательная пара

каретка → *делительный стол*.

Внешняя связь:

$M_3 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow 6 \rightarrow \text{механизм деления} \rightarrow 7 \rightarrow i_{дел} \rightarrow \Sigma \rightarrow 3 \rightarrow$
→ *делительный стол* (B_5).

Группа настраивается: на путь – органом настройки $i_{дел}$.

Делительный стол является исполнительным органом двух группы Φ_{s2} и D . Поэтому эти группы кинематически соединены между собой планетарным делительным механизмом, связывающим внутреннюю связь группы обката с внешней связью группы деления.

Вывод ФН для органов настройки $i_{проф}$, i_{s1} , i_{s2} , $i_{дел}$.

Орган настройки $i_{проф}$. Расчетная цепь для органа настройки совпадает с внутренней связью группы $\Phi_{s2}(II_3B_4)$. Поэтому РП:

$1 \text{ об. заготовки } (B_4) \rightarrow \pi m z \text{ мм перемещения каретки } (II_3),$

где m и z – модуль и число зубьев шлифуемого колеса.

Тогда УКЦ:

$$\pi m z = (1/t_{TB}) \cdot i_{01} \cdot i_{\Sigma} \cdot i_{проф},$$

где t_{TB} – шаг тягового вала;

i_{01} – произведение передаточных отношений постоянных передач расчетной цепи;

i_{Σ} – передаточное отношение дифференциала.

Откуда ФН:

$$i_{проф} = (\pi m z t_{TB}) / i_{01} i_{\Sigma}.$$

Орган настройки i_{s1} . Расчетная цепь совпадает с внешней связью группы $\Phi_{s1}(II_2)$. Поэтому РП:

$n_{M2} \text{ мин}^{-1} \text{ электродвигателя} \rightarrow s \text{ мм/дв. ход инструмента } (II_2).$

Тогда УКЦ:

$$s = n_{M2} i_{02} i_{s1},$$

где i_{02} – произведение передаточных отношений постоянных передач расчетной цепи.

Откуда ФН:

$$i_{s1} = \frac{s}{n_{m2} i_{02}}.$$

Орган настройки i_{s2} . Расчетная цепь связывает электродвигатель M_3 с тяговым валом каретки (II_3). Поэтому РП:

$n_{M3} \text{ мин}^{-1}$ электродвигателя $\rightarrow s_m \text{ мм/мин}$ перемещения каретки,

где s_m – минутная подача.

Тогда УКЦ:

$$s_m = n_{M3} i_{03} i_{s2} t_{TB},$$

где i_{03} – произведение передаточных отношений постоянных передач расчетной цепи;

t_{TB} – шаг тягового вала.

Откуда ФН:

$$i_{s2} = s_m / n_{m3} i_{03} t_{TB}.$$

Орган настройки $i_{дел}$. Расчетная цепь связывает делительный диск со шпинделем заготовки. Поэтому РП:

n об. делительного диска $\rightarrow 1/z$ (или z_i/z) об. заготовки,

где z_i – число зубьев заготовки, пропускаемых за один делительный цикл при смешанном соединении групп Φ_{s2} и D ;

z – число зубьев заготовки;

n – число оборотов делительного диска за делительный цикл.

Тогда УКЦ:

$$1/z \text{ (или } z_i/z) = n i_{04} i_{дел} i_{\Sigma},$$

где i_{04} – произведение передаточных отношений постоянных передач расчетной цепи;

i_{Σ} – передаточное отношение дифференциала.

Откуда ФН:

$$i_{дел} = \frac{\frac{1}{z} \text{ или } \frac{z_i}{z}}{n i_{04} i_{\Sigma}}.$$

Рассмотренная типовая структурная схема реализована в зубошлифовальном станке модели 5831 и его последующих модификациях.

10.2.2 Зубошлифовальный станок модели 5А831

Предназначен для чистовой обработки цилиндрических прямозубых зубчатых колес внешнего зацепления. Область применения – серийное производство. Рабочий цикл – полуавтоматический.

Техническая характеристика. Инструмент – дисковый абразивный круг; модуль обрабатываемых зубчатых колес 1,5–6 мм; диаметр обрабатываемых колес 30–320 мм; число зубьев обрабатываемых колес 10–200; максимальная высота зубчатого венца 100 мм.

На рисунке 10.7 приведена кинематическая схема станка.

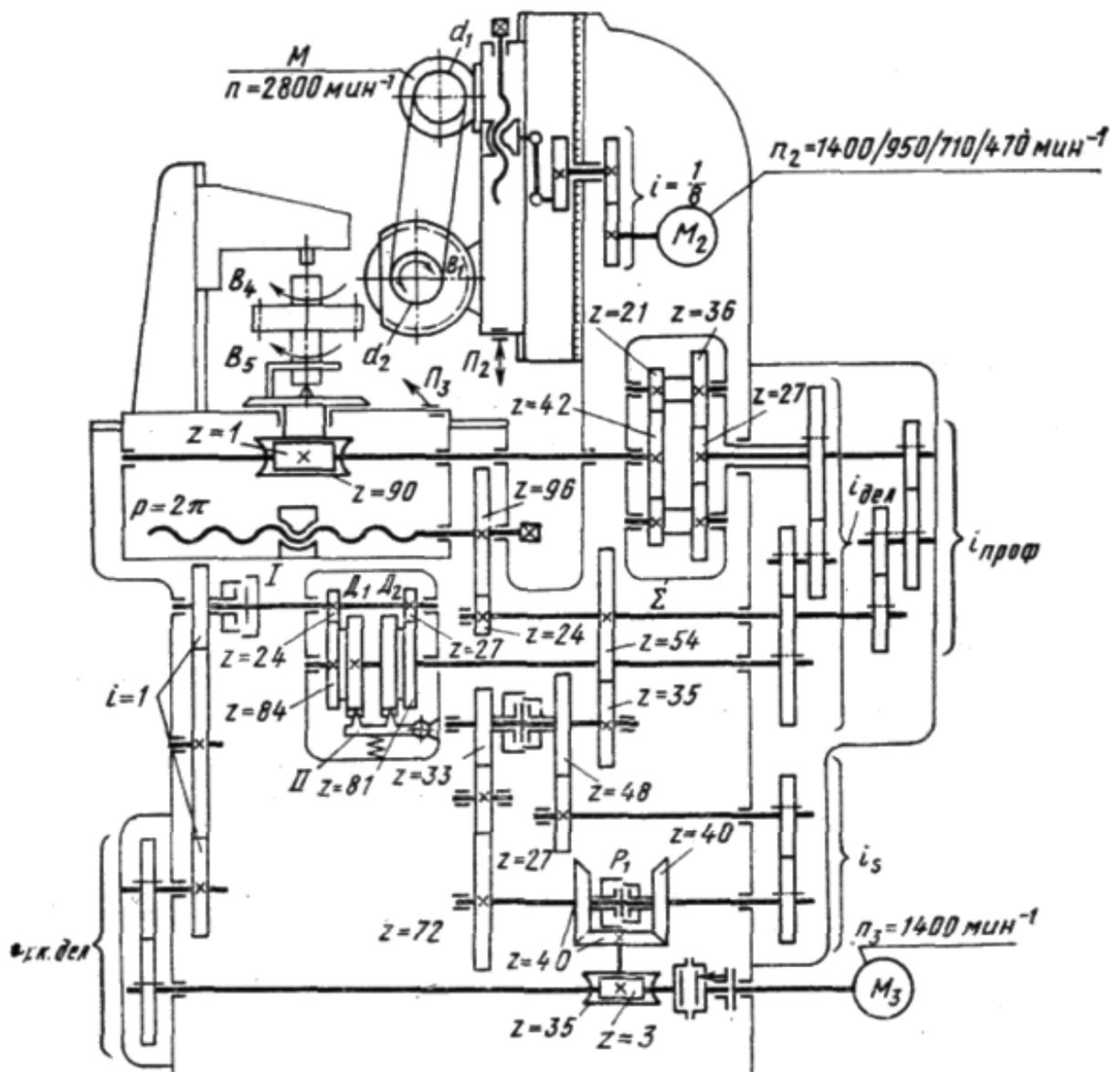


Рисунок 10.7. – Кинематическая схема зубошлифовального станка модели 5А831

Кинематическая структура станка состоит из следующих групп: скорости резания $\Phi_v(B_1)$, поступательно-возвратного движения шлифовального круга $\Phi_{s1}(П_2)$, обката $\Phi_{s2}(П_3B_4)$ и деления $Д(B_5)$. При этом функционально не связанные группы $\Phi_v(B_1)$ и $\Phi_{s1}(П_2)$ выполняют функцию составного движения касания ($П_2^*B_1$), воспроизводящего линию зуба по длине обрабатываемого зубчатого колеса.

Группа движения $\Phi_v(B_1)$ – простая. Ее внутренняя связь – элементарная вращательная пара

подшипниковые опоры, смонтированные на ползуне →
→ *шпиндель шлифовального круга.*

Внешняя связь:

$M \rightarrow (i_v = d_1/d_2) \rightarrow$ *шпиндель,*

где шпиндель – подвижный исполнительный орган группы, является звеном соединения связей.

Группа воспроизводит вращательное движение с замкнутой траекторией, которое теоретически можно настраивать лишь по двум параметрам: скорости резания – сменными шкивами ($i_v = d_1/d_2$) и направлению. Однако практической необходимости в настройке этого движения на направление нет, поэтому этот параметр, как правило, не настраивают.

Группа движения $\Phi_{s1}(П_2)$ – простая. Ее внутренняя связь – элементарная поступательная пара

вертикальные направляющие стойки – ползун.

Внешняя связь:

$M_2 \rightarrow (i = 1/8) \rightarrow$ *кривошипно-ползунный механизм* → *ползун (П₂),*

где ползун – звено соединения связей.

Данная группа воспроизводит поступательное движение с незамкнутой траекторией. Ее настраивают по трем параметрам: на скорость – четырехскоростным электродвигателем M_2 ; на путь – изменением величины эксцентриситета пальца кривошипа; на исходную точку – изменением плеча шатуна.

Группа движения обката $\Phi_{s2}(П_3B_4)$ – сложная, имитирующая станочное зубчато-реечное зацепление. Ее внутренняя связь – кинематическая цепь

$(П_3)$ *прод. стол* ← TB ← $96/24 \rightarrow i_{проф} \rightarrow i_{\Sigma} \rightarrow 1/90 \rightarrow$ *делит. стол (B₄),*

соединяющая исполнительные подвижные органы группы между собой.

Внешняя связь:

$M_3 \rightarrow 3/35 \rightarrow P_1 40/40 \rightarrow \{i_s \cdot [27/48(M) \cdot 35/54]$ *или* $[72/33(M) \cdot 35/54]\}$,

где колесо $Z54$ является звеном соединения внутренней и внешней связей данной группы.

Рассматриваемая группа воспроизводит сложное движение с незамкнутой траекторией, настраиваемое по пяти параметрам. На траекторию – гитарой $i_{проф}$; на скорость – гитарой i_s ; на направление – реверсом P_1 ; на исходную точку – перемещением продольного стола с помощью тягового вала TB ; на путь – установленными на продольном столе упорами, обеспечивающими связь механики с электроавтоматикой станка.

Вывод ФН для органов настройки $i_v, i_{M2}, i_{проф}$ и i_s .

Орган настройки i_v (*сменные шкивы*). Расчетная цепь совпадает с внутренней связью группы. Следовательно, РП:

$$n_M \text{ мин}^{-1} \text{ электродвигателя } M \rightarrow n_{ш} \text{ мин}^{-1} \text{ шпинделя.}$$

Тогда УКЦ:

$$n_{ш} = (n_M = 2800) \cdot (i_v = d_1/d_2).$$

Откуда ФН:

$$d_1 d_2 = n_{ш}/2800.$$

Орган настройки i_{M2} . Функцию органа настройки выполняет 4-скоростной электродвигатель. Расчетная цепь совпадает с внешней связью группы. Следовательно, РП:

$$n_{M2} \text{ мин}^{-1} \rightarrow n \text{ дв. ходов/мин ползуна.}$$

Тогда УКЦи ФН:

$$n = \{470, 710, 950, 1400\} \cdot 1/8 = \{59, 89, 119, 175\} \text{ дв. ходов/мин.}$$

Гитара $i_{проф}$. Расчетная цепь совпадает с внутренней связью группы. Следовательно, РП:

$$\begin{aligned} L \text{ перемещ. прод. стола в движении } (P_3) &\rightarrow \\ &\rightarrow L/\pi \text{ т z дел. стола в движении } (B_4). \end{aligned}$$

Тогда УКЦ:

$$L/\pi \text{ т z} = L/(t_{тв} = 2\pi) \cdot 96/24 \cdot i_{проф} \cdot (i_{\Sigma}^6 = (27/36) \cdot (21/42)) \cdot 1/90.$$

Откуда ФН:

$$i_{проф} = 120/mz.$$

Гитара i_s . Скорость движения Φ_s задается через минутную подачу продольного стола в движении P_3 . Следовательно, кинематическая цепь, связывающая электродвигатель M_3 с тяговым валом продольного стола является расчетной цепью для вывода ФН. Поэтому РП:

$$n_{M3} \text{ мин}^{-1} \rightarrow s \text{ мм/мин перемещения продольного стола } (P_3).$$

Тогда УКЦ:

$$s = (n_{мз} = 1400) \cdot 3/35 \cdot 40/40 \cdot i_s \cdot (27/48 \text{ или } 72/33) \cdot 38/54 \cdot 27/96 \cdot (t_{ТВ} = 2\pi).$$

Решая УКЦ, получим ФН и значение ускоренной подачи, обеспечивающей в конце обработки каждого зуба возвращение продольного стола в исходную точку.

ФН:

$$i_s = s/69; \quad s_{уск.} = 310 \text{ мм/мин.}$$

Группа движения $D(B_5)$ – простая. Ее внутренняя связь – элементарная вращательная пара

продольный стол – делительный стол (B_5).

Внешняя связь:

$$M_3 \rightarrow i_{ск.дел} \rightarrow (i = 1) \rightarrow \text{механизм деления} \rightarrow i_{дел} \rightarrow i_{\Sigma}^z \rightarrow 1/90 \rightarrow \\ \rightarrow \text{делитель стол } (B_5).$$

Движение деления простое с незамкнутой траекторией и настраивается по трем параметрам: на путь – гитарой деления $i_{дел}$; на скорость – гитарой скорости деления $i_{ск.дел}$; на исходную точку – вручную при наладке станка.

Группы движений $\Phi_{s2}(П_3B_4)$ и $D(B_5)$ имеют общее исполнительное звено – делительный стол. Поэтому они кинематически соединены между собой цилиндрическим дифференциалом Σ , который позволяет, не прекращая движения обката, выполнить движение деления. Поэтому во время движения деления делительный стол получает суммарное движение $B_4 \pm B_5$. При этом процесс деления осуществляется, когда включена муфта I и вынут из прорезей делительных дисков D_1 и D_2 фиксатор II , и оканчивается после западания фиксатора одновременно в прорези обоих делительных дисков и отключения муфты I . Шлифование впадин между зубьями обрабатываемого колеса происходит последовательно, поэтому за время одного делительного цикла делительный стол с обрабатываемым колесом поворачивается на $1/z$ полного оборота, где z – число зубьев обрабатываемого колеса.

Во внешней связи рассматриваемой группы расположено две гитары сменных зубчатых колес. Следовательно, для вывода ФН для обеих гитар необходимы две расчетные цепи.

Гитара $i_{дел}$. Отсчетным звеном для расчетной цепи деления является делительный диск D_1 . Причем цикл деления осуществляется только при вращении этого диска. Следовательно, РП для расчетной цепи:

$$n_{D_1} \text{ оборотов делит. диска } D_1 \rightarrow 1/z \text{ оборота делит. стола.}$$

Тогда УКЦ:

$$1/z = n_{D1} \cdot i_{дел} \cdot i_{\Sigma^z} \cdot 1/90,$$

где i_{Σ^z} – передаточное отношение дифференциала при остановленном центральном колесе, имеющем 27 зубьев.

Откуда ФН:

$$i_{дел} = 90 / n_{D1} \cdot i_{\Sigma^z} \cdot z.$$

Определение численного значения n_{D1} за один делительный цикл и передаточного отношения дифференциала i_{Σ^z} .

После того как фиксатор 11 вынут из прорезей дисков D_1 и D_2 , они начинают вращаться с различными скоростями. Через некоторое время прорези дисков окажутся в одной плоскости, и фиксатор западет одновременно в прорези обоих дисков. В этот момент оканчивается делительный цикл. Подсчитаем относительные повороты дисков. За один оборот диска D_1 диск D_2 должен сделать $(84/24) \cdot (27/81) = 7/6$ оборота. Следовательно, диск D_2 вращается быстрее диска D_1 , и за время делительного цикла диск D_2 делает 7 оборотов, а диск D_1 – 6, т.е. $n_{D1} = 6$.

Передаточное отношение дифференциала определим по формуле Виллиса:

$$\frac{n_2 - n_6}{n_1 - n_6} = \frac{27}{36} \cdot \frac{21}{42}.$$

После преобразований получим

$$n_2 = \frac{3}{8}n_1 + \frac{5}{8}n_6,$$

Откуда

$$i_{\Sigma^z} = 5/8; i_{\Sigma^6} = 3/8.$$

С учетом численных значений n_{D1} и i_{Σ^z} ФН гитары деления имеет вид:

$$i_{дел} = 24/z.$$

Гитара $i_{ск.дел}$ служит для настройки скорости цикла деления посредством задания круговой частоты делительного диска D_1 . Расчетная цепь связывает электродвигатель M_3 с делительным диском D_1 . Следовательно, РП:

$$(n_{M3} = (1400/60) \cdot t) \text{ об. электродвигателя} \rightarrow 6 \text{ об. делительного диска } D_1,$$

где t – время делительного цикла, с.

Тогда УКЦ:

$$6 = \frac{1400}{60} t i_{ск.дел} \cdot \frac{24}{84}.$$

Откуда ФН:

$$i_{ск.дел} = \frac{9}{10t}.$$

В станке предусмотрена также вспомогательная группа правки шлифовального круга (на схеме не показана).

10.2.3 **Зубошлифовальный станок модели 5В833**

Предназначен для чистовой обработки цилиндрических прямозубых и косозубых зубчатых колес внешнего зацепления. Область применения – серийное производство. Рабочий цикл – полуавтоматический.

Техническая характеристика. Инструмент – абразивный червяк; максимальный диаметр абразивного червяка 400 мм; модуль обрабатываемых зубчатых колес 0,5–6 мм; диаметр обрабатываемых колес 40–320 мм; число зубьев обрабатываемых колес 12–200; максимальная высота зубчатого венца при $\beta = 0$ 150 мм.

Зубошлифовальные станки, работающие дисковыми и тарельчатыми абразивными кругами, имеют невысокую производительность. Поэтому для ее повышения все большее применение получают способы зубошлифования абразивными червяками. Кинематическая структура формообразующей части станков, работающих червячными кругами, аналогична кинематической структуре зубофрезерных и шлицефрезерных станков, работающих червячными фрезами. Кинематическая схема соответствующего зубошлифовального станка модели 5В833 приведена на рисунке 10.8. На станке шлифуют зубчатые колеса с прямыми и винтовыми зубьями. Кинематическая структура станка состоит из двух частных структур, из которых одна предназначена для обработки колес с прямыми зубьями, другая – для обработки колес с винтовыми зубьями.

Формообразующая часть первой из названных частных структур включает сложную группу скорости резания, $\Phi_v(B_1B_2)$, воспроизводящей профиль зубьев, и группу вертикальной подачи $\Phi_s(P_3)$, воспроизводящей прямую линию зуба по длине. Формообразующая часть другой частной структуры должна состоять из двух сложных групп: $\Phi_v(B_1B)_2$, воспроизводящей профиль зубьев, и $\Phi_s(P_3B_4)$, воспроизводящей винтовую линию зуба. Следовательно, в структуре станка должен быть дифференциал для физического сложения движений B_2 и B_4 на одном исполнительном органе – делительном столе, входящем в обе формообразующие группы. Однако в станке нет дифференциала. Поэтому сложение этих движений осуществляется алгебраически. Условия такого сложения приведены выше при анализе кинематики шлицефрезерного и зубофрезерного станков. В итоге обе группы обсуждаемой схемы при алгебраическом сложении трансформируются к виду $\Phi_v(B_1B_2 \pm B_4)$ и $\Phi_s(P_3)$.

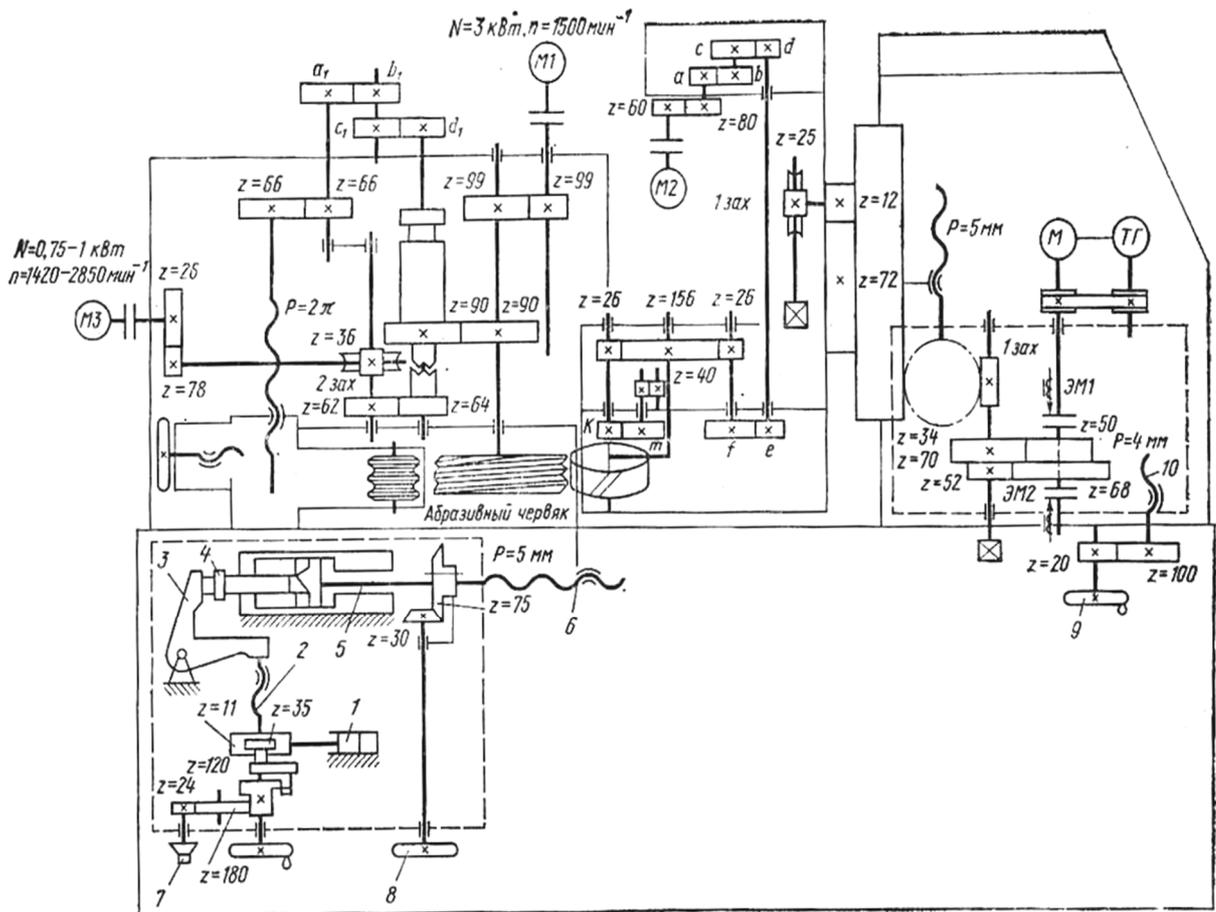


Рисунок 10.8. – Кинематическая схема зубошлифовального станка модели 5B833

Группа обката Φ_v при профилировании воспроизводит станочное зацепление червяк–червячное колесо. Ее особенность – применение двух синхронных электродвигателей и синхронной электрической связи между ними, осуществляющей согласование круговых частот абразивного червяка и шлифуемого колеса.

Внутренняя связь группы:

$$\begin{aligned} \text{абразивный червяк } (B_1) &\leftarrow 99/99 \leftarrow M_1 \leftarrow \text{«электрический вал»} \rightarrow \\ &\rightarrow M_2 \rightarrow 60/80 \rightarrow [i_x = (a/b) (c/d) (e/f)] \rightarrow 26/156 \rightarrow \\ &\rightarrow \text{шлифуемое колесо } (B_2) \text{ или } (B_2 \pm B_4). \end{aligned}$$

По существу это объединение двух внешних связей:

$$\begin{aligned} M_1 &\rightarrow 99/99 \rightarrow \text{абразивный червяк,} \\ M_2 &\rightarrow 60/80 \rightarrow i_x \rightarrow 26/156 \rightarrow \text{шлифуемое колесо.} \end{aligned}$$

Электродвигатели этих связей соединены «электрическим валом», или системой синхронизации, обеспечивающей синхронизацию круговых частот обоих электродвигателей.

Группа настраивается: на траекторию – гитарой сменных зубчатых колес i_x . Орган настройки на скорость не предусмотрен. Поэтому скорость резания зависит только от диаметра абразивного круга.

Вывод ФН для гитары i_x . РП при шлифовании прямозубого колеса:

1 об. абразивного червяка (B_1) → k/z об. шлифуемого колеса (B_2).

Тогда УКЦ:

$$k/z = 1 \cdot (99/99) \cdot (n_{M1} = 1500/n_{M2} = 1500) \cdot (60/80) \cdot [i_x = (a/b) (c/d) (e/f)] \cdot (26/156).$$

Тогда ФН при однозаходном абразивном червяке ($k = 1$):

– для $z = 12-24$ при $e/f = 58/58$, $i_x = (a/b) (c/d) = 8/z$;

– для $z = 24-200$ при $e/f = 29/87$, $i_x = (a/b) (c/d) = 8/3z$.

РП при шлифовании колеса с винтовым зубом:

$$1 \text{ об. абразивного червяка } (B_1) \rightarrow \\ \rightarrow z/k (1 \pm s_g/T) \text{ об. шлифуемого колеса } (B_2 \pm B_4),$$

где T – шаг винтовой линии зуба шлифуемого колеса;

s_g – вертикальная подача червяка.

Тогда УКЦ:

$$z/k (1 \pm s_g/T) = 1 \cdot (99/99) \cdot (1500/1500) \cdot i_x.$$

Откуда ФН при $e/f = 58/58$:

$$i_x = (a/b) (c/d) = 8/[z(1 \pm s_g/T)].$$

Правила выбора знаков «+» или «-» и установки абразивного червяка такие же, как и при установке червячной фрезы при обработке цилиндрических зубчатых колес.

Для создания постоянного момента на шпинделе шлифуемого колеса и выборки зазора кинематической цепи электродвигатель M_2 –шпиндель установлен гидротормоз, вращающийся от шпиндельной шестерни 156 через шестерню 26 и сменные шестерни k и m .

Группа $\Phi_s(P_3)$ сообщает поступательно-возвратное движение вертикальной подачи суппорту шлифуемого колеса. Внутренняя связь группы:

вертикальные направляющие → суппорт.

Внешняя связь – кинематическая цепь:

$$M \rightarrow 50/70 \text{ (или } 68/52) \rightarrow 1/34 \rightarrow ТВ \rightarrow \text{суппорт } (P_3).$$

В этой группе используется регулируемый электродвигатель. Диапазон его регулирования совместно с двухступенчатым перебором, переключаемым электромагнитными муфтами ЭМ1 и ЭМ2, обеспечивает подачу 3,78–165 мм/мин. Другие параметры настройки: исходная точка, путь

и направление устанавливаются по упорам, обеспечивающим соответствующие переключения в схеме электроавтоматики. Одновременно с изменением направления движения вертикальной подачи синхронно изменяется направление движения Φ_v .

В станке предусмотрены также кинематические группы врезания и правки абразивного круга.

Группа врезания $Vp(\Pi_4)$ – простая. Ее внутренняя связь:

горизонтальные направляющие → *шлифовальная бабка*.

Внешняя связь:

гидроцилиндр 1 → *шестерня 35* → *храповой механизм* → *винт 2* →
 → *рычаг 3* → *следящий золотник 4* →
 → *гидроцилиндр 5 с поршнем-винтом 6* → *шлифовальная бабка (Π_4)*.

Группа работает следующим образом. По команде от системы управления рейка-поршень гидроцилиндра 1 сообщает качательное движение шестерне 35, связанной с водилом собачки храпового механизма. Собачка поворачивает храповое колесо 120, а вместе с ним винт 2, который через рычаг 3 перемещает следящий золотник 4, перемещающий поршень-винт 6 гидроцилиндра 5 вместе со шлифовальной бабкой. Подачу врезания (параметр «скорость») настраивают по лимбу 7 через зубчатую передачу 24/180 на храповое колесо 120. Диапазон радиальной подачи врезания на один ход суппорта 0,02–0,08 мм. Команда на радиальное смещение шлифовальной бабки осуществляется от гидроэлектрического золотника, управляющего рейкой-поршнем, при подаче сигналов от конечного выключателя, установленного на стойке и регистрирующего крайнее положение при ходе суппорта шлифуемого колеса. Наладочное радиальное перемещение шлифовальной бабки осуществляют вручную от маховика 8 через передачу 30/75 на винт 6.

Вспомогательная группа правки абразивного червяка $Vc(B_5\Pi_6)$ – сложная. Ее внутренняя связь:

(B_5) *накатник* → *абразивный червяк* → 90/90 →
 → $I[i_y = (a_1/b_1) (c_1/d_1)]$ → 66/66 → *TB (Π_6)*.

Внешняя связь:

M_3 → 26/78 → 2/36 → 62/64 → *вал, несущий колесо $z = 90$* .

Группа настраивается: на траекторию – гитарой i_y ; на скорость – изменением круговой частоты двухскоростного электродвигателя M_3 ; на путь и исходную точку – упорами системы управления.

Гитара i_y РП:

1 об. абразивного червяка $\rightarrow \pi t_n$ перемещения накатника на шаг червяка,

где t_n – модуль нормальный абразивного червяка.

Тогда УКЦ:

$$\pi t_n - 1 \text{ (90/90) } i_y \text{ (66/66) } (t_{ТВ} = 2\pi). \text{ ФН: } i_y = t_n/2.$$

Модуль многониточного накатника равен или больше в целое число раз нормального модуля абразивного червяка.

Абразивный червяк правится при малых скоростях и выключенном электродвигателе M_1 по расчетной кинематической цепи (УКЦ):

$$n = 1420 \text{ или } 2850 \text{ (26/78) (2/36) (62/64) (90/90)=25 или } 50 \text{ мин}^{-1}.$$

Первое значение круговой частоты абразивного круга используется при правке на рабочем ходе, второе – при правке на ускоренном ходе. Правка абразивного червяка бывает предварительная и окончательная и выполняется многониточным накатником или алмазными резцами. Накатник приводится во вращение абразивным червяком. Алмазные резцы устанавливаются вдоль образующих профиля червяка в одной плоскости. Контроль профиля витка абразивного червяка осуществляют микроскопом, устанавливаемым на салазках механизма правки.

Поворот суппорта на угол наклона зуба шлифуемого колеса осуществляют вручную квадратом однозаходного червяка червячного колеса 25. Смещение стойки с суппортом в горизонтальной плоскости для использования рабочей ширины абразивного червяка при шлифовании зубчатых колес осуществляют вручную маховиком 9 через передачу 20/100 и передачу винт–гайка 10. Гидросистема станка обеспечивает зажим шлифуемых колес, поджим заднего подшипника шпинделя абразивного червяка, выбор зазора в делительной цепи гидротормоза и отвод шлифовальной бабки.

СЛОВАРЬ СПЕЦИФИЧЕСКИХ ТЕРМИНОВ

Все многообразие технических терминов и определений, используемых в теории и практике станковедения, можно разделить на две группы:

- общетехнические – используемые в различных общеинженерных и специальных дисциплинах специальностей машиностроительного профиля;
- специфические – характерные только для теории и практики станковедения.

В данном словаре приводятся только специфические термины и их определения, используемые в станковедении.

Парадигма (модель познания реальной действительности) – комплекс научных данных или аксиом, принимаемых за истину, на основе которых развивается научная теория или модель методов исследования, доминирующих в течение определенного периода в научном сообществе.

Эволюция познания – смена парадигм.

Синергетика – наука о совместном, согласованном поведении многих элементов как единого целого в составе сложной системы (по Г. Хакену).

Синергизм – явление, характеризующееся тем, что суммарный эффект воздействия каких-либо факторов на объект или систему больше суммы эффектов воздействия каждого взятого из них в отдельности.

Бифуркация – поле ветвящихся виртуальных путей эволюции.

Аттрактор – траектория или некоторый коридор траекторий эволюции способов формообразующей обработки на основе вполне определенного первообразного способа обработки, образующийся в точке бифуркации.

Тезаурус – определенным образом организованная информация.

Кумулятивность – включение какой-либо гипотезы (теории) в другую гипотезу (теорию) без изменений в качестве ее составной части.

Общая теория систем – логико-математическая область, задачей которой является формулирование и вывод общих положений, возможных при рассмотрении систем вообще (по Л. Берталанфи).

Система – совокупность целесообразно организованных функционально связанных элементов, участвующих в процессе достижения определенной цели, выступающая по отношению к другим системам и окружающей среде как нечто единое. Качественная определенность системы обусловлена ее структурой и функцией.

Структура системы – схема связей и отношений между ее элементами.

Функция системы – способность целесообразной деятельности (функционационирование) в рамках более сложной системы, в которую она входит.

Системология – анализ, синтез и систематизация объектов реальной действительности, объединенных общей пионерной (первообразной) целью.

Металлорежущий станок (станок) – технологическая машина для формообразующей обработки заготовок преимущественно резанием. С точки зрения теории технических систем это объединение трех подсистем: кинематической структуры, выражаемой структурной или кинематической схемой, подсистемы управления и компоновки (несущей подсистемы).

Станочное оборудование – развивающееся многообразие металлорежущих станков.

Способ формообразующей обработки – целенаправленное множество приемов воздействия посредством инструмента или объекта, выполняющего его функцию, на твердое тело, осуществляемых в заданной последовательности с соблюдением определенных правил (например, в течение некоторого времени, при определенном соотношении воздействий приемов, определенной температуре, определенном состоянии среды, в которой происходит процесс).

Вспомогательный элемент – точка, линия или поверхность на инструменте, перемещаемая по виртуальной воспроизводимой линии при формообразующей обработке.

Характеристический образ инструмента – объединение вспомогательных элементов, отображаемое в виде множества точек на (в) воспроизводимую линию или поверхность.

Мощность характеристического образа – совокупность вспомогательных элементов инструмента, выраженная в виде вполне определенного класса множеств.

Геометрическая поверхность – след, оставляемый линией, называемой образующей, при ее движении по другой линии, называемой направляющей. Обе эти линии называют производящими.

Класс образования воспроизводящей линии – отображение характеристического образа инструмента на виртуальную (воображаемую) линию.

Формообразующее (рабочее) движение – согласованные относительные движения инструмента и заготовки, непрерывно создающие производящие линии при обработке. В зависимости от формы производящей линии и метода ее образования движения формообразования могут быть простыми и сложными.

Врезание – движение инструмента или заготовки, устанавливающее их в процессе резания в исходное для формообразования положение.

Деление – движение, перемещающее траекторию движения формообразования на определенную величину для воспроизведения нескольких одинаковых по форме поверхностей.

Позиционирование – движение, обеспечивающее перемещение траекторий движений формообразования и/или врезания в новое геометрическое положение.

Кинематическая группа – объединение источника (источников) энергии движения, исполнительных кинематических пар, внутренней и внешней связей.

Внутренняя связь – совокупность кинематических звеньев и их соединений, обеспечивающих качественную характеристику движения, т.е. его траекторию.

Внешняя связь представляет собой совокупность кинематических звеньев и их соединений, обеспечивающих количественные характеристики движения, т.е. его скорость, путь и исходную точку.

Звено соединения связей – кинематическое звено, входящее одновременно во внутреннюю и внешнюю связи.

Станочное зацепление – кинематическая цепь, соединяющая два исполнительных органа, имитирующая зацепление кинематической передачи, например, пары зубчатых колес, червячной передачи и т.п.

Структурная схема – объединение кинематических групп в общую кинематическую структуру станка.

Тяговый вал – механизм, преобразующий вращательное движение в поступательное.

Кинематический параметр тягового вала – величина перемещения ведомого звена за один оборот его ведущего звена.

Орган настройки – специальное устройство для изменения и регулирования параметров движения в станках: траектории, скорости, направления, пути, и исходной точки.

Кинематическая настройка – настройка кинематических (структурных) цепей станка для обеспечения требуемых скоростей движений исполнительных органов, а также, при необходимости, условий кинематического согласования перемещений или скоростей исполнительных органов между собой. Кинематическая настройка является составной частью наладки любого станка.

Кинематическая схема – условное изображение объединения кинематических цепей или кинематических групп станка в одной плоскости.

Расчетная кинематическая цепь – ряд последовательно расположенных передач, включая орган настройки, связывающий исполнительные звенья или между собой, или с источником энергии движения.

Расчетные перемещения – исходное перемещение ведущего звена кинематической расчетной цепи в совокупности с результирующим перемещением ведомого звена этой же цепи.

Уравнение кинематической цепи – математическая зависимость между перемещениями исполнительных звеньев расчетной кинематической цепи, записываемая на основе расчетных перемещений.

Формула настройки – решение уравнения кинематической цепи относительно неизвестного передаточного отношения органа настройки, расположенного в этой цепи.

Гитара сменных зубчатых колес – открытый зубчатый механизм для ступенчатого изменения передаточного отношения расчетной кинематической цепи.

Вариатор – механизм, обеспечивающий бесступенчатое изменение передаточного отношения.

Формула Виллиса – математическая модель кинематических связей в планетарном дифференциале, используемая для определения передаточных отношений в планетарных дифференциалах при анализе кинематической структуры металлорежущих станков.

Множительная структура привода – кинематическая цепь с последовательным соединением групп передач.

Сложенный привод – объединение двух, реже трех кинематических цепей, каждая из которых является множительной структурой.

Составное колесо – основное колесо специального реверсивного механизма, составленное из двух концентрических секторов внутреннего и наружного зацепления, соединенных между собой зубчатыми секторами внутреннего зацепления.

Плосковершинное (или плоское) зубчатое колесо – виртуальный режущий инструмент для профилирования конических зубчатых колес, у которого число зубьев зависит от числа зубьев обрабатываемого колеса.

Полубобкатная передача – спирально-коническая или гипоидная передача, у которой профиль зубьев колеса выполнен копированием, а профиль шестерни – обкатом.

Многоцелевой станок (обрабатывающий центр) – станок с числовым программным управлением, обеспечивающий выполнение многих технологических операций на сложных деталях с разных сторон без их переобазирования и, как правило, с автоматической сменой инструмента.

Промышленный робот – автономно работающая машина-автомат, предназначенная для воспроизведения некоторых двигательных и умственных функций человека при выполнении вспомогательных и основных производственных операций без непосредственного участия человека

и наделенная для этого некоторыми его способностями (слухом, зрением, осязанием, памятью и т.п.), а также способностью к самообучению и адаптации к внешней среде.

Робот-манипулятор – промышленный робот, встроенный в основное технологическое оборудование, например, многооперационный станок.

Гибкий производственный модуль(ГПМ) – объединение станка с ЧПУ, обслуживающего его промышленного робота и транспортно-накопительного магазина для заготовок и обработанных изделий, работающее в автоматическом режиме с единой системой управления.

Гибкая производственная система (ГПС) – совокупность металлообрабатывающего и вспомогательного оборудования (транспортного, накопительного, погрузочно-разгрузочного и т.д.), работающего в автоматическом режиме с единой системой управления в условиях многономенклатурного производства.

Система управления – объединение устройств, обеспечивающее управление отдельным станком, гибким производственным модулем, гибкой производственной системой.

Литература

1. Головин Г.М. Кинематика станков. – М.: МВТУ им. Баумана, 1946. – 253 с.
2. Федотенок, А.А. Кинематическая структура металлорежущих станков. – Изд. второе. – М.: Машиностроение, 1970. – 453 с.
3. Голембиевский А.И. Системология способов формообразующей обработки в машиностроении. – Новополоцк: Полоц. гос. ун-т, 2017. – 236 с.
4. Голембиевский А.И. Современная парадигма познания металлорежущих станков. – Новополоцк: Полоц. гос. ун-т, 2021. – 224 с.
5. Металлорежущие станки: учеб. В 2 т. / Т.М. Аврамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др.; под ред. В.В. Бушуева. – М.: Машиностроение, 2012. – Т. 1. – 608 с.
6. Данилов В.А., Данилов А.А. Синтез кинематической структуры металлорежущих станков. – Минск: БНТУ, 2018. – 50 с.
7. Голембиевский А.И. Эволюция развития сложных формообразующих групп металлорежущих станков // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Сер. В, Приклад. науки. – 2017. – № 11. – С. 2–8.
8. Устройство для синхронизации приводов исполнительных органов шлицефрезерного станка: пат.16976 Респ. Беларусь, В 23Q 15/00, В 23F 9/10 / А.И. Голембиевский. – Оpubл. 26.12.2012 // Афіцыйны бюл. / Нац.центр. інтэлектуал. уласнасці. – 2012.
9. Металлорежущие станки и автоматы: учеб. / А.С. Проников, Н.И. Камышный, Л.И. Волчеквич и др.; под ред. А.С. Проникова. – М.: Машиностроение, 1981. – 479 с.
10. Способ долбления зубчатых колес и станок для его осуществления : пат. 3343 (BY) : В 23F 5/00 / А.И. Голембиевский, Ю.Я. Сидоренков, Г.В. Рейтер, А.К. Звонко; дата публ.: 20.12.1999.
11. Способ обработки зубчатых колес: а. с. SU 1763112 / А.И. Голембиевский. – Оpubл. 1992.
12. Устройство управления приводом продольного стола зубодолбежного станка: а. с. SU 1835335 / А.И. Голембиевский. – Оpubл. 1992.
13. Способ долбления цилиндрических зубчатых колес: а. с. SU 698732 / А.И. Голембиевский. – Оpubл. 1979.
14. Голембиевский А.И. Эволюция развития кинематической структуры металлорежущих станков для зуботочения обкатным резцом типа долбяка // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Сер. В, Приклад. науки. – 2018. – № 3. – С. 2–12.
15. Острцов Г.В., Шарова С.С. Геометрический расчет двухшаговых червячных пар. – М.: ЭНИМС, 1969. – С. 5–16.
16. Червячная передача: пат. 2044194 (RU), F16H 1/16 / А.И. Голембиевский, В.А. Петров; опубл. 1995 // Бюл. изобретений. – 1995. – № 26.
17. Двухшаговый червяк: пат. 2020326 (RU), F16H 1/16 / А.И. Голембиевский, В.А. Петров; опубл. 1994 // Бюл. Изобретений. – 1994. – № 18.
18. Голембиевский А.И., Петров В.А. Новая двухшаговая передача // Машиностроитель. – 1997. – № 5. – С. 26–27.
19. Голембиевский А.И. Расширение технических возможностей кинематической структуры станка с механическими связями для обработки червяков чашечным резцом // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Сер. В, Приклад. науки. – 2014. – № 11. – С. 18–23.
20. Голембиевский А.И. Модернизация кинематической структуры станка для обработки червяков чашечным резцом // Техника машиностроения. – 2014. – Т. 21, вып. 2 (86). – С.15–20.
21. Ермаков Ю.М., Фролов Б.А. Металлорежущие станки: учеб. – М.: Машиностроение, 1985. – 320 с.

22. Сосонкин В.Л. Программное управление технологическим оборудованием: учеб. для вузов. – М.: Машиностроение, 1991. – 512 с.
23. Зубодолбежный станок с ЧПУ: пат. 1366360 (RU), В23Q 15/00, В23F 5/00 / А.И. Голембиевский. – Оpubл. 1988 // Бюл. Изобретений. – 1988. – № 2.
24. Способ нарезания зубчатых колес и станок для его реализации: пат. 6134 Респ. Беларусь, В23F5/12 / А.И. Голембиевский. – Оpubл. 29.12.2003 // Афіцыйны бюл. / Нац. центр. інтэлектуал. уласнасці. – 2003.
25. Голембиевский А.И. Синхронизация приводов исполнительных органов зубофрезерного станка для обработки зубчатых колес с наклонными зубьями // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Сер. В, Приклад. науки. – 2013. – № 11. – С. 15–23.

Учебное издание

ГОЛЕМБИЕВСКИЙ Анатолий Иосифович

МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ

Учебное пособие
для студентов специальности 6-05-0714-02
«Технология машиностроения,
металлорежущие станки и инструменты»

В двух частях

Часть 1

Редактор *Т. А. Дарьянова*
Дизайн обложки *Д. П. Змитрович*

Подписано в печать 19.06.2023. Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная.
Цифровая печать. Усл. печ. л. 15,78. Уч.-изд. л. 15,31. Тираж 35 экз. Заказ 215.

Издатель и полиграфическое исполнение –
учреждение образования «Полоцкий государственный университет
имени Евфросинии Полоцкой».

Свидетельство о государственной регистрации
издателя, изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/305 от 22.04.2014, перерегистрация от 24.08.2022.

ЛП № 02330/278 от 27.05.2004.

Ул. Блохина, 29, 211440, г. Новополоцк.