

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет
машиностроения и транспорта

Кафедра
Компьютерное проектирование
технологического оборудования

Направление подготовки

15.04.05 Конструкторско-
технологическое обеспечение
машиностроительных производств

Магистерская программа

Металлообрабатывающие станки

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему

Станок токарный универсальный повышенной точности

ПГУ 15.04.05.11.00.00 ПЗ

(обозначение ВКР)

Студент гр. 18ММм2

(подпись, дата)

Савчук К.В.

(фамилия, инициалы)

Научный руководитель

(подпись, дата)

Кочетков Д.В.

(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер

(подпись, дата)

Истомина Ю.В.

(фамилия, инициалы)

Рецензент

к.т.н., начальник конструкторского бюро
АО «ПО «Электроприбор» (г. Пенза)

(должность, место работы)

(подпись, дата)

Белашов М.В.

(фамилия, инициалы)

Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры от 11.06.2020г. №10)

Заведующий кафедрой

(подпись)

Липов А.В.

(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой хорошо

(протокол заседания ГЭК от 28.06.2020 № 3)

Секретарь ГЭК

(подпись)

Истомина Ю.В.

(фамилия, инициалы)

Пенза 2020

«Утверждаю»



Заведующий кафедрой КПТО А.В. Липов

« 15 » 06 2020 г.

ЗАДАНИЕ на магистерскую диссертацию

1. Студент гр. 18ММм2 Факультета машиностроения и транспорта,
направления 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»

Савчук Кирилл Владимирович

2. Научный руководитель магистерской диссертации

доцент Кочетков Д.В.

3. Время проектирования с 10 июня 2020 г. по 08 июля 2020 г.

4. Место преддипломной практики ФГБОУ ВО «ПГУ», кафедра «КПТО»

5. Тема магистерской диссертации

Станок токарный универсальный повышенной точности

Тема утверждена приказом ПГУ № 1047 а/о от 30.09.2019 г.

6. Техническое задание (цель проектирования, объект проектирования, его технические характеристики и т.п.)

разработать конструкцию токарного универсального станка, с программным управлением, с применением теории анализа множеств вариантов компоновок токарных станков

7. Объем и содержание основной части работы

7.1. Пояснительная записка (перечень вопросов, подлежащих разработке, расчеты, обоснования, описания)

должна содержать актуальность темы диссертации, цель исследования, научную новизну, практическую ценность работы, анализ компоновок токарных станков, разработка привода главного движения токарного универсального станка (кинематический расчет, силовой расчет, динамический расчет), проектирование мотор-шпинделя (расчет электротехнической составляющей мотор-шпинделя, силовой расчет, динамический расчет), выводы по работе

7.2. Графическая часть (перечень и содержание чертежей, плакатов)

- 1) Цель работы, научная новизна и практическая ценность
- 2) Схема использования модулей в проектировании и изготовлении станков с ЧПУ различного назначения
- 3) Компоновки станков (токарного станка по типу модели 16K20Ф3, станка с ЧПУ суппортами, токарного обрабатывающего центра, токарного обрабатывающего центра по типу модели TNK 28 (TRAUB) и по типу модели TNK 28 (TRAUB))
- 4) Проектирование привода главного движения
- 5) Проектирование мотор-шпинделя
- 6) Выводы по работе

8. Особые требования по выполнению разделов:
проектирование привода главного движения и мотор-шпинделя выполнить с применением программ трехмерного компьютерного моделирования

9. Календарный график выполнения магистерской диссертации

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
1. Оформление пояснительной записки	75	до 18.06.2020 г.	<i>Кочетков</i>
2. Оформление автореферата	10	до 20.06.2020 г.	<i>Кочетков</i>
3. Оформление презентации	15	до 23.06.2020 г.	<i>Кочетков</i>

Дата выдачи задания 10 июня 2020 г.

Задание к исполнению принял *С.Ю. Киреев*

Руководитель работы *Кочетков*

10 июня 2020

Магистерскую диссертацию к защите допустить

Декан Факультета машиностроения и транспорта

ОПОП освоена в полном объеме.
К государственной итоговой
экзаменационной сессии допустить

С.Ю. Киреев

« »

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Введение	4
1 Состояние вопроса. Задачи исследования	6
1.1 Анализ компоновок металлообрабатывающих станков	6
1.2 Модульное построение внутренних цепей металлорежущих станков	10
1.3 Задачи исследования	14
Выводы по главе 1	15
2 Анализ компоновок токарных станков	16
2.1 Анализ компоновки станка по типу модели 16K20Ф3	16
2.2 Анализ компоновки токарного станка с двумя суппортами	18
2.3 Анализ компоновки токарного обрабатывающего центра	21
2.4 Анализ компоновки токарного обрабатывающего центра по типу модели <i>TNK 28</i> фирмы <i>TRAUB</i>	24
2.5 Анализ компоновки токарного обрабатывающего центра по типу модели <i>TNK 26</i> фирмы <i>TRAUB</i>	27
Выводы по главе 2	31
3 Разработка привода главного движения токарного универсального станка	33
3.1 Кинематический расчет привода главного движения	33
3.2 Силовой расчет привода главного движения	43
3.3 Динамический расчет привода главного движения	50
3.4. Описание привода главного движения	53
Выводы по главе 3	55
4 Проектирования мотор-шпинделя	56
4.1. Расчет электротехнической составляющей мотор-шпинделя	56
4.2 Силовой расчет мотор-шпинделя	70
4.3 Динамический расчет мотор-шпинделя	75
4.4 Описание конструкции мотор-шпинделя	82
Выводы по главе 4	87

Общие выводы	88
Список источников	89
Приложение А. листинг динамического расчета привода главного движения	91
Приложение Б. данные для построения АФЧХ	98
Приложение В.	103

ВВЕДЕНИЕ

Металлорежущие станки разнообразнее любых других технологических машин. Они различаются:

- по технологическому назначению и используемому режущему инструменту,
- по размерам и типовым разновидностям,
- по системам управления и степени автоматизации,
- по компоновкам.

Разнообразие компоновок является следствием множества технологических задач, размеров и форм обрабатываемых деталей, а также, это результат развития конструкций станков и способов обработки, причем в самом относительном характере движения формообразования заключено многообразие возможных вариантов движений заготовки и инструментов, а, следовательно, и компоновок станков.

Классические конструкции (компоновки) токарных, фрезерных, сверлильных и др. станков сформировались за долгое время совершенствования их конструкции, вследствие развития инструментальной промышленности (появления новых инструментальных материалов, покрытий и т.д.) и появлении новых видов обработки (высокоскоростное резания, силовое резание и т.д.)

Компоновка станков появлялись не одновременно. Первая устойчивая компоновка появилась у токарных станков. В XIX в. Появились классические компоновки фрезерных, сверлильных и др. станков.

Большое разнообразие современных компоновок станков связано с появлением, так называемых многооперационных станков (обрабатывающих центров).

Повышение требований к качеству станков в связи с общим повышением точности в машиностроении, изготовлением деталей из труднообрабатываемых сплавов, появлением новых инструментальных материалов, а также совершенствование программного управления заставляет искать пути повышения каче-

ства компоновок как важного слагаемого качества станков.

Вместе с тем применение в станках отдельных приводов, в том числе с программным управлением, направляющих качения, гидростатических направляющих и других элементов конструкций открывает широкие возможности совершенствования традиционных и создания новых компоновок.

В науке о металлорежущих станках имеется недостаточно исследований стадий построения компоновки. Эту стадию эскизного проектирования выполняют наиболее квалифицированные конструкторы, которые руководствуются в первую очередь личным опытом и интуицией. Между тем именно на этой стадии, закладывают основные технико-экономические показатели и критерии работоспособности будущего станка.

Исходя из выше сказанного, следует, что разработка современных многооперационных станков с программным управлением на основе анализа множества вариантов компоновок является актуальной задачей современного машиностроения, в общем, и станкостроения в частности.

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 АНАЛИЗ КОМПОНОВОК МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ

Компоновка станка – это система расположения узлов и направляющих, отличающаяся структурой, пропорциями и свойствами.

Станки с различными конструкциями узлов могут иметь одинаковые компоновки и, наоборот, с одинаковыми конструкциями основных узлов могут иметь различные компоновки.

Условно различают несколько видов компоновок.

Построение станка, когда в соответствии с техническим заданием определяют необходимое количество рабочих и установочных движений, число шпинделей, степень универсальности, число загрузочных и рабочих позиций и т.д., является *технологической* компоновкой.

Компоновка, определяющая конструктивное исполнение, называется *конструкторской*.

Кроме этих компоновок существуют уточняющие компоновки – базовая, координатная.

Для отображения той или иной компоновки станка используют специальную символьную запись, которая называется структурной формулой компоновки.

Структурная формула компоновки – определенная последовательность символов, обозначающих блоки компоновки, раскрывающая координатную принадлежность и способ сопряжения блоков. В структурных формулах используют систему обозначений координат, отвечающую рекомендациям *ISO*.

Особенностью системы *ISO* является то, что ось координат принимают параллельной оси главного шпинделя станка независимо от того, как расположен этот шпиндель (вертикально, горизонтально). Эта позволяет при программировании станков с ЧПУ в управляющих программах обозначать координаты через *X* и *Y* независимо от расположения оси шпинделя. За положительное

направление оси Z принимают направление от заготовки к инструменту.

Ось X — всегда горизонтальная. Если ось Z вертикальная, то положительное направление оси X будет вправо, если смотреть от лицевой стороны станка в сторону тыльной. Если ось Z горизонтальная, то положительное направление оси X будет вправо, если смотреть в направлении от шпинделя к заготовке.

Положение оси Y определяется по расположению двух других осей. Положительное направление оси Y определяется по правилу винта с правой резьбой, расположенного вдоль оси Z : поворот винта в направлении от оси $+X$ к оси $+Y$ должен соответствовать его продвижению в направлении $+Z$ (правая система координат).

Начало координат принимается произвольно. Поступательные движения инструмента вдоль осей координат обозначают так же, как и соответствующие оси. Дополнительные движения, параллельные осям X , Y и Z , обозначают соответственно u , v и w (вторичные) или p , q и r (третьей очереди).

Вращательные движения вокруг осей X , Y и Z обозначают соответственно буквами a , b и c , а дополнительные вращательные движения — d и e . Положительные направления вращательных движений инструмента $+a$, $+b$ и $+c$ соответствуют направлению по правилу вращения правого винта при его продвижении соответственно вдоль осей $+X$, $+Y$, $+Z$.

Перемещения инструмента и заготовки в системе обозначают по-разному: движения заготовки помечают штрихом сверху (x' , y' , z' , a' , b' , c' и т.д.), а положительные направления перемещений заготовки соответствуют отрицательным направлениям перемещений инструмента (левая система координат).

При наличии в станке нескольких шпинделей один из них принимают в качестве главного. При поворотах оси шпинделя за основное положение, соответствующее оси Z , принимают направление, перпендикулярное плоскости установки заготовки. При дублировании координатных перемещений в качестве первичных движений x , y и z принимают движения узлов, расположенных ближе к шпинделю. В соответствии с этим вращение главного шпинделя всегда обозначают буквой C . Возможно обозначение инструментального шпинделя S

(*spindel*).

Если в компоновке одновременно имеются шпиндели детали и инструмента, первый считают главным и его вращение обозначают C , а вращение второго — A (ось X), B (ось Y) или D (ось Z).

При составлении структурных формул компоновок металлорежущих станков подвижные блоки обозначают теми же знаками, что и выполняемые ими координатные движения. Буквы со знаком «+» или «-» берут в скобки. Знак «+» обычно не ставится.

Стационарный блок обозначают знаком «0».

Обозначения записывают в порядке расположения блоков, причем обозначение концевого блока, несущего режущий инструмент, записывают всегда крайним справа, а блок, несущего заготовку, - крайне слева. Запись всегда необходимо начинать с блока, несущего заготовку.

Обозначение блоков, выполняющих одновременно два движения, например, поступательное и вращательное, записывают с косой дробной чертой (Z/c), что относится и к блокам, перемещающимся по двум координатным осям (Y/Z).

Устранение неопределенности положения оси Z достигается простановкой индексов h или v при знаке шпиндельного блока.

Обозначение координатных осей и возможных перемещений инструмента и заготовки показано на рисунке 1.1

На рисунке 1.2 приведены примеры компоновок металлообрабатывающих станков общего назначения и соответствующие этим компоновкам формулы условной записи.

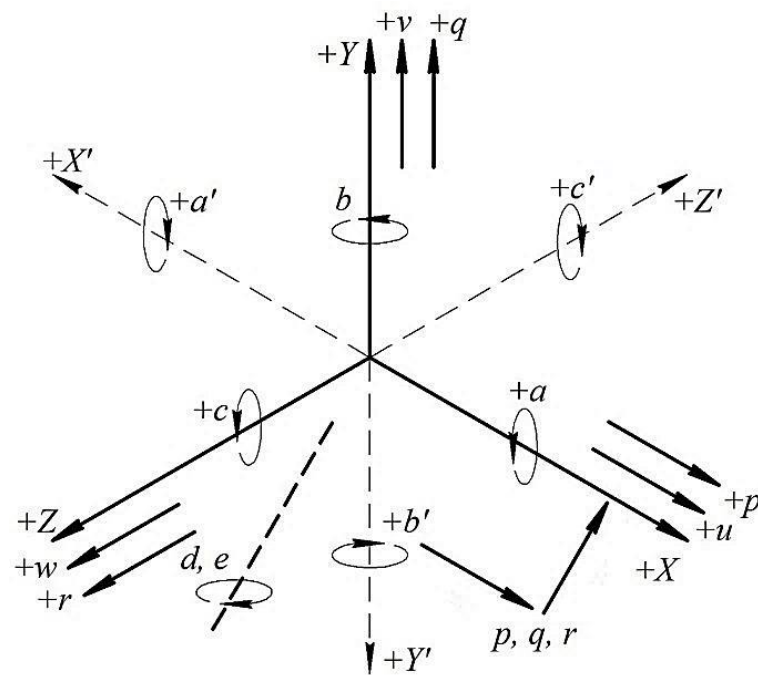


Рисунок 1.1. Обозначение координатных осей и движений

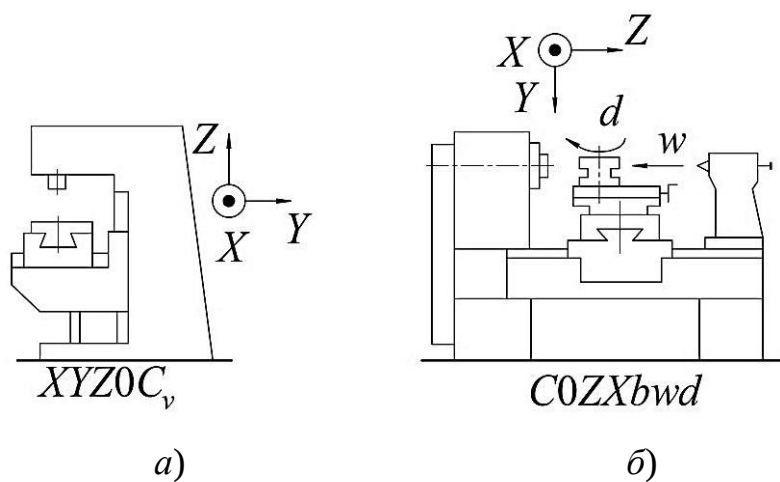
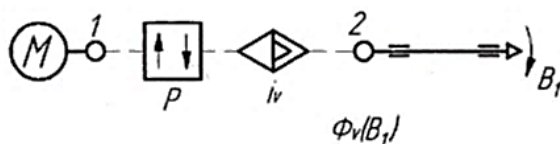


Рисунок 1.2. Пример компоновок станков: а) консольный вертикально-фрезерный станок; б) токарный станок

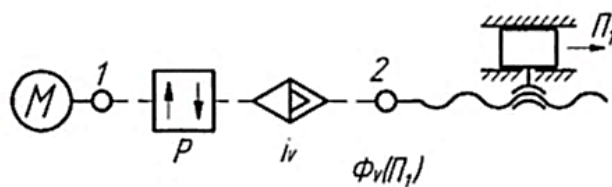
1.2 МОДУЛЬНОЕ ПОСТРОЕНИЕ ВНУТРЕННИХ ЦЕПЕЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Образование поверхностей в основном осуществляется на все возможных металлообрабатывающих станках, у которых обеспечивается перемещение образующей линии заданной формы по требуемой направляющей. Методы получения направляющей и образующей линий рассматриваются в кинематике станков. Производящие линии рассматриваются как результат поступательного, вращательного движений или их сочетания. Каждый из указанных видов движений может осуществляться в станках в зависимости от их кинематических структур.

В станках движения служат для исполнения каких-либо функций и называются исполнительными. Исполнительные движения бывают элементарными и сложными. Элементарные движения могут быть только вращательными (В) или поступательными (П) (рисунок 1.3, а, б). Сложные исполнительные движения состоят из нескольких элементарных, поступательных ($\Pi_1\Pi_2$), вращательных (B_1B_2) движений или их комбинаций ($B_1\Pi_2$) (рисунок 1.3, в).



а)



б)

наклонные столы с механизмом приводов подач, которые реализуют вращательные (качательные) или прямолинейные движения;

4. ограждений зоны резания упрощенного типа или полностью герметичные (кабинетного типа) от проникновений графитовой пыли и т.п.

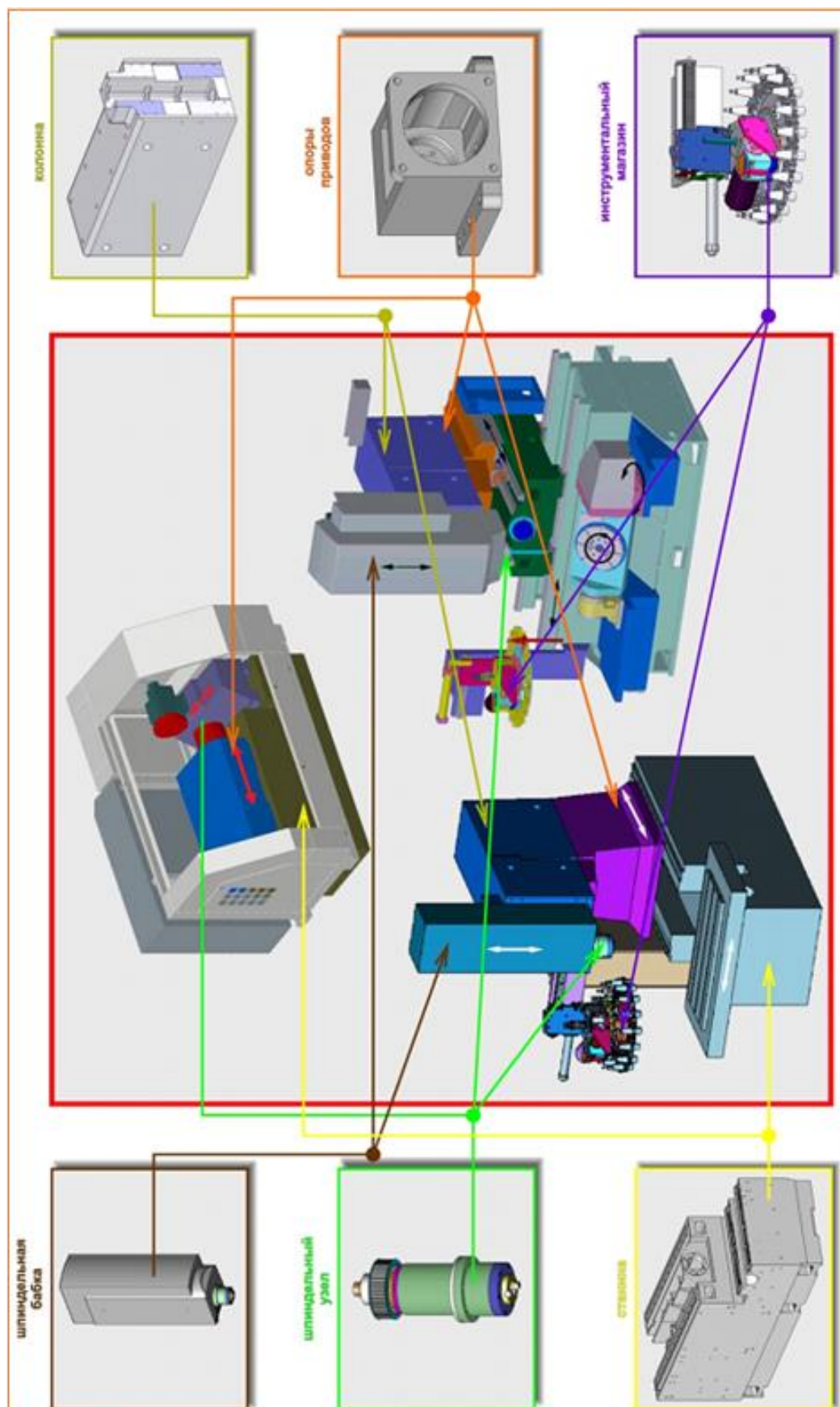


Рисунок 1.4. Схема использования модулей в проектировании и изготовлении станков с ЧПУ различного назначения

5. системы подачи СОЖ в зону обработки или устройств «сухого» (с микродозами прямой подачи эмульсии или подачи через шпиндель) охлаждения;
6. транспортные устройства для выведения стружки из рабочей зоны станка или реализации загрузки-выгрузки заготовок в зону обработки;
7. электроавтоматика станка, включая устройства ЧПУ с подвесками для станочного пульта и пульта СЧПУ.

Если модуль является комбинированным, он может применяться в качестве отдельной технологической единицы.

1.3 ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Ввиду большого множества вариантов компоновок станков, проектирование современных многооперационных станков не возможно, без применения теории анализа компоновок. Исходя из этого, можно сформулировать *цель работы*: разработать конструкцию токарного универсального станка с программным управлением с применением теории анализа множеств вариантов компоновок токарных станков.

Для достижения цели следует решить ряд *задач*:

1. Выполнить анализ вариантов существующих токарных станков с применением теории анализа компоновок станков,.
2. Разработать конструкцию привода главного движения токарного универсального станка с ЧПУ отвечающего результатам анализа компоновок станков.
3. Разработать привод подач токарного станка с ЧПУ отвечающего анализу компоновок станков.

Практическая ценность работы: разработана конструкция токарного универсального станка с ЧПУ на основе анализа множества вариантов компоновок, состоящего из следующих основных узлов привода главного движения,

привода подач и противопинделя выполненного как мотор-шпиндель; позволяющего увеличить номенклатуру обрабатываемых деталей обрабатываемых на станках токарной группы.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 1

1. Теория анализа компоновок станков позволяет разработать оптимальную конструкцию проектируемого станка.
2. Модульное построение внутренних связей станков позволяет разработать конструкцию проектируемого станка отвечающего требованиям результатам анализа компоновок станка.
3. Сформулированы цель, задачи и практическая ценность работы.

2 АНАЛИЗ КОМПОНОВОК ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

2.1 АНАЛИЗ КОМПОНОВКИ СТАНКА ПО ТИПУ МОДЕЛИ 16K20Ф3

Рассмотрим компоновку, на базе токарного станка по типу модели 16K20Ф3.

Для составления формулы необходимо составить схему расположения осей, и расписать все движения совершаемые узлами станка.

На рисунке 2.1 приведены схема компоновки и общий вид анализируемого станка.

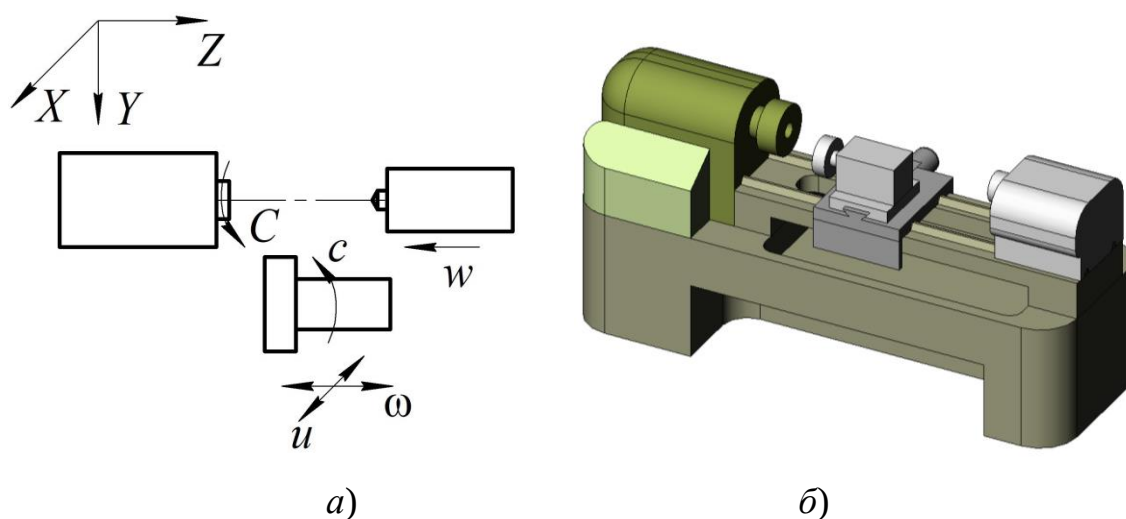


Рисунок 2.1 Токарный станок модели 16K20Ф3: а) схема расположения координатных осей и совершаемых движений; б) общий вид станка

Следуя вышеприведенной методике, располагаем направление осей следующим образом:

1. Расположение оси шпинделя горизонтальное, ось Z совпадает с осью шпинделя и принимает положительное направление от заготовки к инструменту.
2. Расположение оси X горизонтальное, а положительное направление оси X будет вправо, если смотреть в направлении от шпинделя к заготовке.

3. Расположение оси Y вертикальное, а положительное направление оси Y определяется по правилу винта с правой резьбой, расположенного вдоль оси Z : поворот винта в направлении от оси $+X$ к оси $+Y$ должен соответствовать его продвижению в направлении $+Z$.

Движения, совершаемые узлами в данной компоновке:

1. Стационарным блоком является передняя бабка, вращение шпинделя является главным движением и обозначается как C .
2. Револьверная головка совершает движения по координатам X и Z , данные перемещения необходимы для процесса обработки детали, обозначаются как ω , u . Резцедержатель револьверной головке, совершает установочное вращение, обозначенное c .
3. Задняя бабка, совершает установочное движение, обозначенное на схеме w .

Структурная формула данного станка имеет следующий вид:

$$C0Z(u/\omega \cdot c)w.$$

Модуль $C0Z$ указывает на продольное точение на токарном станке. В формуле C обозначает вращение главного шпинделя, знак 0 указывает на стационарный (неподвижный) блок, ось вращения шпинделя совпадает с осью Z .

В скобках указано движение револьверной головки, по осям X и Z . Дробная черта указывает на то, что револьверная головка может совершать одновременное перемещение по двум осям, c указывает на вспомогательное (установочное) движение инструмента из одной позиции в другую. В конце формулы указано установочное перемещение задней бабки по оси Z .

На этом станке можно производить следующие технологические операции:

1. обработка наружных и внутренних цилиндрических поверхностей;
2. обработка наружных и внутренних конических поверхностей;
3. обработка торцов и уступов;
4. точение пазов и канавок, отрезка заготовки;
5. обработка отверстий;

6. нарезание наружной и внутренней резьбы;
7. обработка различных фасонных поверхностей.

Пример типовой обрабатываемой детали приведено на рисунке 2.2.

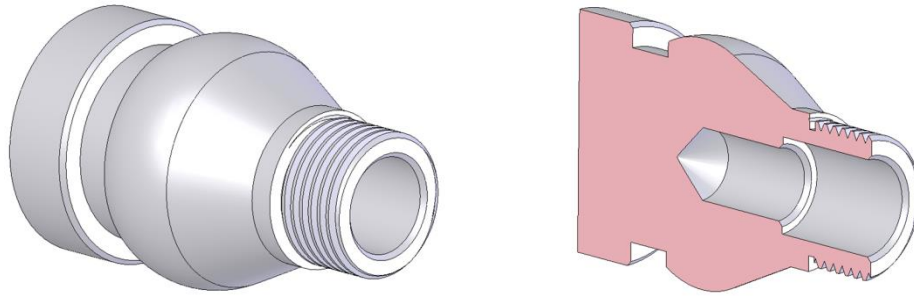


Рисунок 2.2. Общий вид типовой детали

2.2 АНАЛИЗ КОМПОНОВКИ ТОКАРНОГО СТАНКА С ДВУМЯ СУП- ПОРТАМИ

Для составления формулы составляем схему расположения осей, и распи-
сываем все движения совершаемые узлами станка.

Располагаем направление осей следующим образом:

1. Расположение оси шпинделя горизонтальное, ось Z совпадает с осью шпинделя и принимает положительное направление от заготовки к инструменту.
2. Расположение оси X горизонтальное, а положительное направление оси X будет вправо, если смотреть в направлении от шпинделя к заготовке.
3. Расположение оси Y вертикальное, а положительное направление оси Y определяется по правилу винта с правой резьбой, расположенного вдоль оси Z : поворот винта в направлении от оси $+X$ к оси $+Y$ должен соответствовать его продвижению в направлении $+Z$.

Движения, совершаемые узлами в данной компоновке:

1. Стационарным блоком является передняя бабка, вращение шпинделя

является главным движением и обозначается, как C . Ось вращения шпинделя совпадает с осью Z .

2. Револьверные головки совершают движения по координатам X и Z , имеют отдельные приводы. Перемещения револьверных головок обозначаются, ω , u . Резцедержатели револьверных головок совершают установочное вращение, для смены позиции инструмента, обозначенное c .
3. Задняя бабка, совершает установочное движение, обозначенное на схеме w .

Схема расположения координатных осей и совершаемых движений приведена на рисунке 2.3.

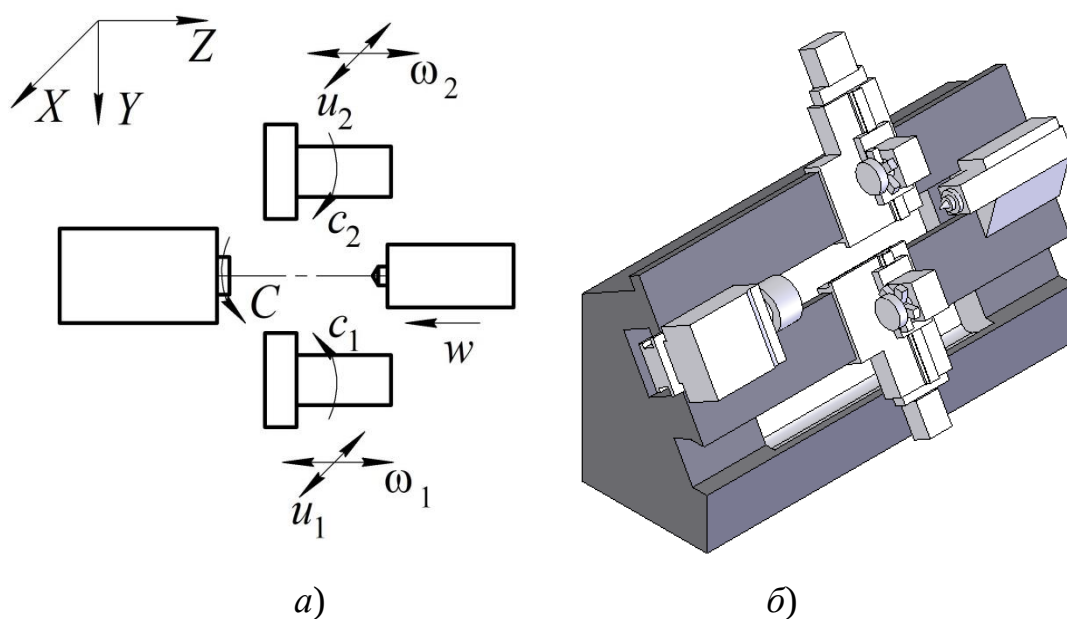


Рисунок 2.3. Токарный станок с двумя суппортами: а) схема расположения координатных осей и совершаемых движений; б) общий вид

Структурная формула данной компоновки имеет следующий вид:

$$C0Z(u_1/\omega_1 \cdot c_1) + (u_2/\omega_2 \cdot c_2)w.$$

Модуль $C0Z$ указывает на продольное точение, C обозначает вращение главного шпинделя, знак 0 указывает на стационарный (неподвижный) блок, ось вращения шпинделя совпадает с осью Z . В скобках указано движение ре-

вольверной головки ($u/\omega \cdot c$), по осям X и Z , в этом варианте компоновки знак (+) указывает на наличие блока, в данном случае револьверной головки, которая совершает аналогичные движения первой револьверной головке. Дробная черта указывает на то, что револьверные головки могут совершать одновременное перемещение по двум осям, c указывает на вспомогательное (установочное) движение, смена положения инструмента из одной позиции в другую. В конце формулы указано установочное перемещение задней бабки по оси Z .

Данная компоновка основана на токарно-револьверном станке с ЧПУ с наклонным расположением суппортов. Данный станок предназначен для двух и четырех координатной обработки, и выпускаются с двумя револьверными головками. Одновременная работа двух револьверных головок обеспечивается их расположением, одной - на верхнем суппорте, а другой - на нижнем. Такая компоновка дает возможность применять большое число режущих инструментов при изготовлении сложных деталей. Обе револьверные головки имеют оси вращения, параллельные оси шпинделя станка. Наличие в станке отдельного привода повышает точность обработки и возможность двух инструментальной обработки.

На этом станке можно производить следующие технологические операции:

1. обработка наружных и внутренних цилиндрических поверхностей;
2. обработка наружных и внутренних конических поверхностей;
3. обработка торцов и уступов;
4. точение пазов и канавок, отрезка заготовки;
5. обработка отверстий;
6. нарезание наружной и внутренней резьбы;
7. обработка различных фасонных поверхностей.
8. двух инструментальная обработка.

Общий вид типовой детали приведен на рисунке 2.4

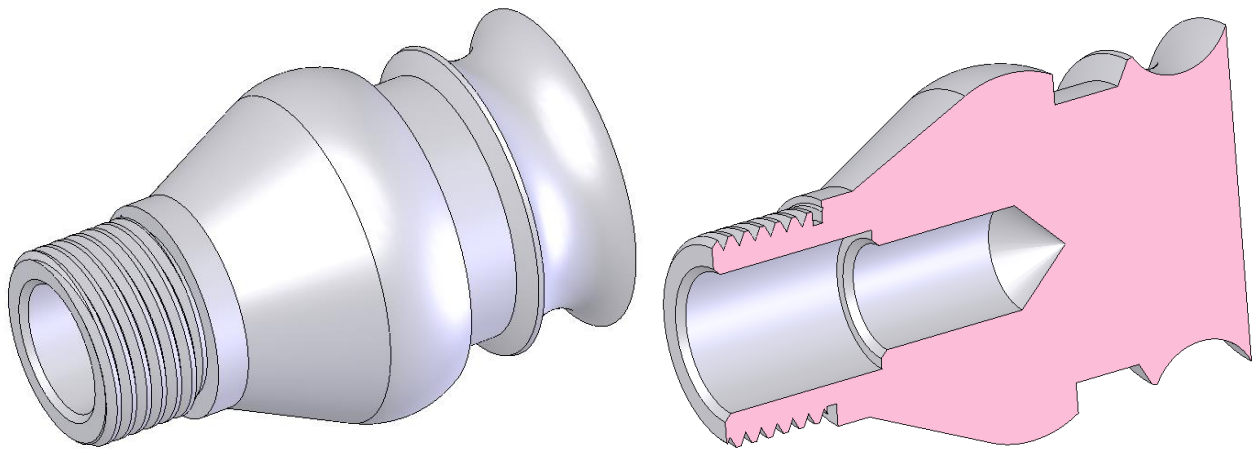


Рисунок 2.4. Типовая деталь для токарного станка с двумя суппортами

2.3 АНАЛИЗ КОМПОНОВКИ ТОКАРНОГО ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ЦЕНТРА

Для составления формулы составляем схему расположения осей, и расписать все движения совершаемые узлами станка (рисунок 2.5).

Располагаем направление осей следующим образом:

1. Расположение оси шпинделя горизонтальное, ось Z совпадает с осью шпинделя и принимает положительное направление от заготовки к инструменту.
2. Расположение оси X горизонтальное, а положительное направление оси X будет вправо, если смотреть в направлении от шпинделя к заготовке.
3. Расположение оси Y вертикальное, а положительное направление оси Y определяется по правилу винта с правой резьбой, расположенного вдоль оси Z : поворот винта в направлении от оси $+X$ к оси $+Y$ должен соответствовать его продвижению в направлении $+Z$.

Движения, совершаемые узлами в данной компоновке:

1. Стационарным блоком является передняя бабка, вращение шпинделя является главным движением и обозначается как C_1 .

2. Револьверные головки совершают движения по координатам X и Z , данные перемещения необходимы для процесса обработки детали, обозначаются, как ω, u . Резцедержатель револьверной головки совершает установочное вращение, обозначенное c .
3. Задняя бабка, является контр – шпинделем. Шпиндель имеет вращение совпадающее с осью Z на схеме обозначено как C_2 . Также весь шпиндельный узел имеет возможность перемещаться по оси Z , данное движение будет вспомогательным.

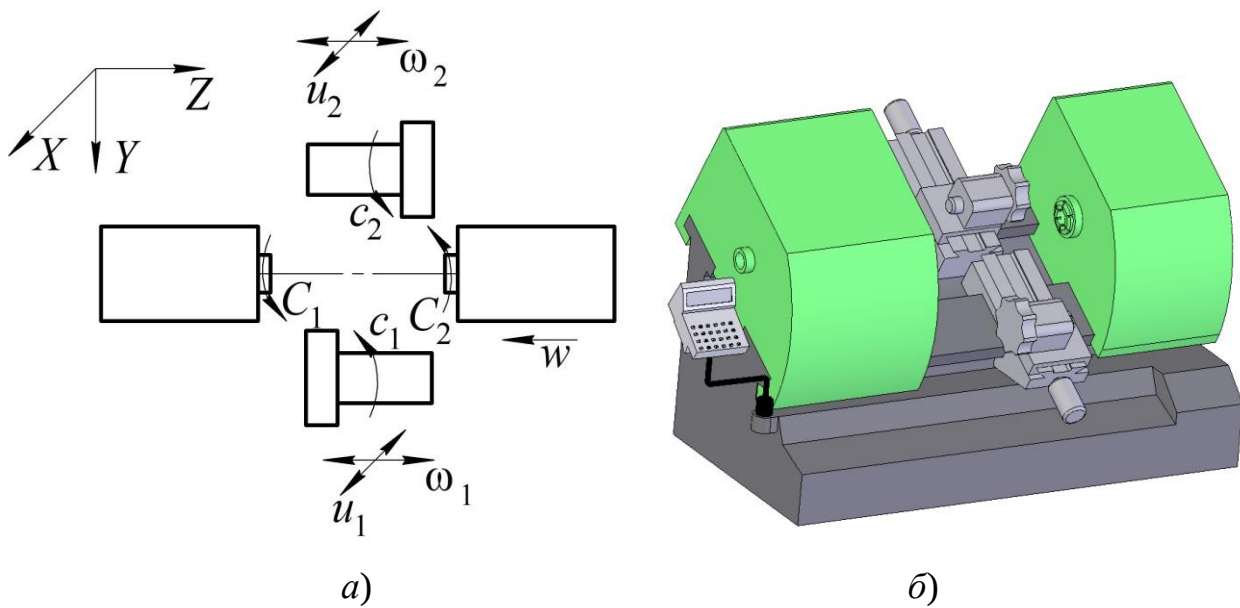


Рисунок 2.5. Токарный обрабатывающий центр: а) схема расположения координатных осей и совершаемых движений; б) общий вид

Структурная формула данной компоновки имеет следующий вид:

$$C_1 0Z \left(\frac{u_1}{\omega_1 \cdot c_1} \right) + \left(\frac{u_2}{\omega_2 \cdot c_2} \right) C_2 W.$$

Модуль $C0Z$ указывает на продольное точение, C_1 обозначает вращение главного шпинделя, знак 0 указывает на стационарный (неподвижный) блок, ось вращения шпинделя совпадает с осью Z . В скобках указано движение револьверной головки $\left(\frac{u}{\omega \cdot c} \right)$, по осям X и Z , в этом варианте компоновки знак (+) указывает на наличие блока, в данном случае револьверной головки, которая совершает аналогичные движения первой револьверной головке. Дробная черта указывает на то, что револьверные головки могут совершать одновремен-

ное перемещение по двум осям, s указывает на вспомогательное (установочное) движение, смена положения инструмента из одной позиции в другую. S обозначает второстепенное вращение мотор - шпинделя, а w указывает на установочное перемещение по оси Z . Данный станок предназначен для двух и четырех координатной обработки, и выпускаются с двумя револьверными головками. Одновременная работа двух револьверных головок обеспечивается их расположением, одной - на верхнем суппорте, а другой - на нижнем. Наличие контр - шпинделя дает возможность производить многоинструментальную и одновременную обработку деталей. Такая компоновка дает возможность применять большое число режущих инструментов при изготовлении сложных деталей. Обе револьверные головки имеют оси вращения, параллельные оси шпинделя станка. Наличие в станке отдельного привода повышает точность обработки.

На этом станке можно производить следующие технологические операции:

1. обработка наружных и внутренних цилиндрических поверхностей;
2. обработка наружных и внутренних конических поверхностей;
3. обработка торцов и уступов;
4. точение пазов и канавок, отрезка заготовки;
5. обработка отверстий;
6. нарезание наружной и внутренней резьбы;
7. обработка различных фасонных поверхностей.
8. двух инструментальная обработка;
9. возможность обработки двух деталей одновременно.

Типовая обрабатываемая деталь приведена на рисунке 2.6

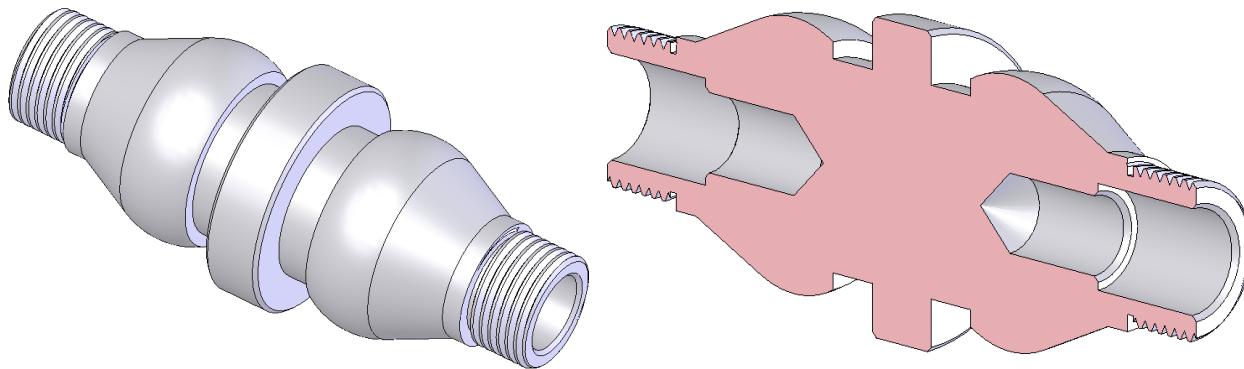


Рисунок 2.6. Общий вид типовой детали для токарного обрабатывающего центра

2.4 АНАЛИЗ КОМПОНОВКИ ТОКАРНОГО ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ЦЕНТРА ПО ТИПУ МОДЕЛИ *TNK 28* ФИРМЫ *TRAUB*

Для составления формулы составляем схему расположения осей, и распи-
сать все движения совершаемые узлами станка (рисунок 2.7).

Располагаем направление осей следующим образом:

1. Расположение оси шпинделя горизонтальное, ось Z совпадает с осью шпинделя и принимает положительное направление от заготовки к инструменту.
2. Расположение оси X горизонтальное, а положительное направление оси X будет вправо, если смотреть в направлении от шпинделя к заготовке.
3. Расположение оси Y вертикальное, а положительное направление оси Y определяется по правилу винта с правой резьбой, расположенного вдоль оси Z : поворот винта в направлении от оси $+X$ к оси $+Y$ должен соответствовать его продвижению в направлении $+Z$.

Движения, совершаемые узлами в данной компоновке:

1. Стационарным блоком является передняя бабка, вращение шпинделя является главным движением и обозначается как C_1 .

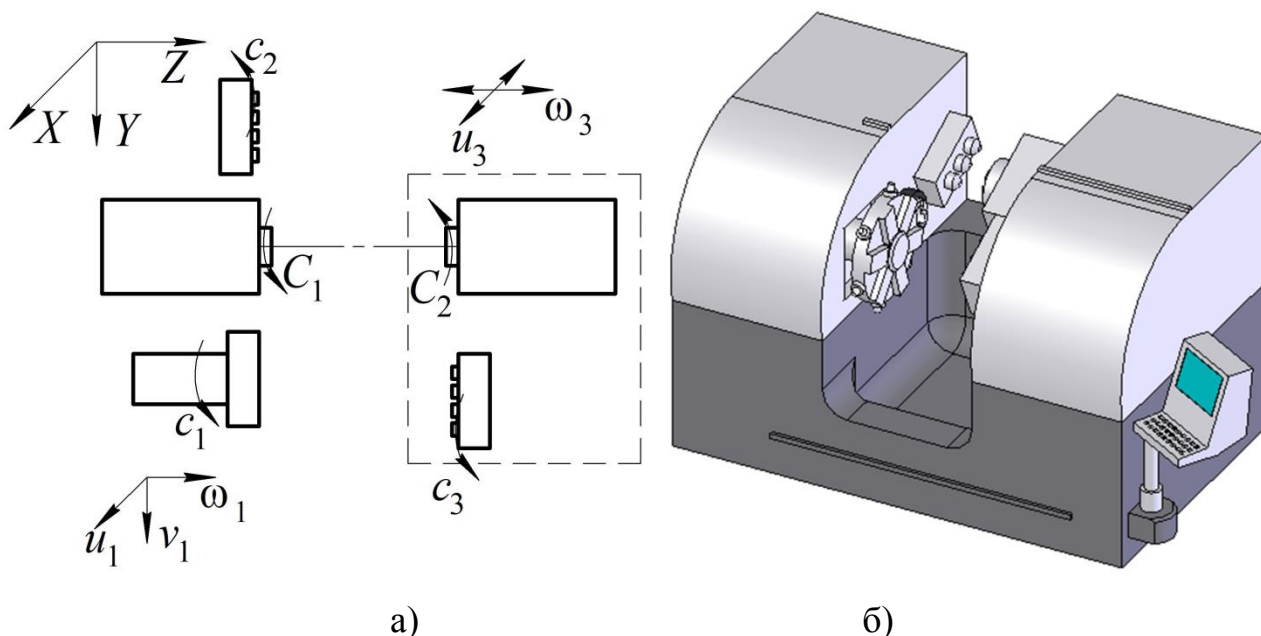


Рисунок 2.7. Токарный автомат модели TNK 28 фирмы Traub:

а) схема расположения координатных осей и совершаемых движений;

б) общий вид

2. Револьверные головки совершают движения по координатам X и Z , данные перемещения необходимы для процесса обработки детали, обозначаются, как ω_1, u_1 . Резцедержатель револьверной головки совершает установочное вращение, обозначенное c_1 .
3. Задняя бабка, является контр – шпинделем. Шпиндель имеет вращение совпадающее с осью Z на схеме обозначено как C_2 . Также весь шпиндельный узел имеет возможность перемещаться по оси Z , данное движение будет вспомогательным.
4. Движения инструментального магазина осуществляются по координатам ω_3, u_3 , инструмент в магазине имеет вспомогательное вращение обозначенное как c_3 .

Структурная формула данной компоновки имеет следующий вид:

$$C_1 0Z \left[\left(\frac{u_1}{v_1} \right) \left(\frac{1}{\omega_1 \cdot c_1} \right) + a_v \right] + (c_2) + \left(\frac{u_3}{\omega_3 \cdot c_3} \right) + C_2 \cdot \frac{u_3}{\omega_3}$$

В формуле C_1 обозначает вращение главного мотор - шпинделя, знак 0

указывает на стационарный (неподвижный) блок, в неподвижном блоке монтируются привод револьверной головки и дополнительный блок с инструментом, позволяющий расширить количество используемого инструмента и обрабатываемых поверхностей. Револьверная головка может совершать движения по трем координатам, а наличие привода на концевой инструмент дает возможность производить фрезерно-сверлильные операции. В скобках

$$\left[\left(\begin{array}{c} u_1 \\ \swarrow \quad \searrow \\ v_1 \quad \omega_1 \cdot c_1 \end{array} \right) + a_v \right] \text{ указаны движения, совершаемые револьверной головкой.}$$

Знак (+) указывает на наличие других блоков, в данном случае инструментальных блоков с индивидуальными приводами. Дробная черта указывает на то, что револьверная головка может совершать одновременное перемещение по трем координатам, а инструментальный блок по двум осям. Смена позиции инструмента обозначена c и является вспомогательным (установочным) движением. Инструментальные блоки предназначены для инструмента имеющего цилиндрический хвостовик, например: сверла, концевые фрезы, расточные резцы, каждая инструментальная позиция блока имеет индивидуальный привод вращения. Вращение инструмента является вспомогательным и обозначено c_2, c_3 . Блок, размещенный в одном корпусе с контршпинделем имеет возможность перемещаться по двум осям Z и X , блок, находящийся в корпусе главного мотор – шпинделя является неподвижным и имеет только привод вращения инструмента.

Типовая обрабатываемая деталь для токарного автомата приведена на рисунке 2.8

На этом станке можно производить следующие технологические операции:

1. обработка наружных и внутренних цилиндрических поверхностей;
2. обработка наружных и внутренних конических поверхностей;
3. обработка торцов и уступов;
4. точение пазов и канавок, отрезка заготовки;

5. обработка отверстий;
6. нарезание наружной и внутренней резьбы;
7. обработка различных фасонных поверхностей.
8. двух инструментальная обработка;
9. возможность обработки двух деталей одновременно;
10. возможность фрезерования пазов.

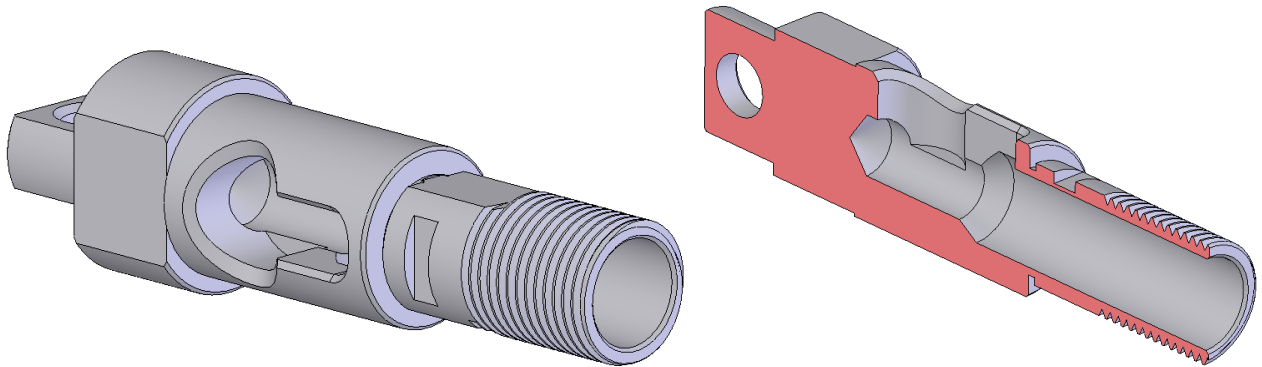


Рисунок 2.8. Типовая деталь

2.5 АНАЛИЗ КОМПОНОВКИ ТОКАРНОГО ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ЦЕНТРА ПО ТИПУ МОДЕЛИ *TNK 26* ФИРМЫ *TRAUB*

Для составления формулы необходимо составить схему расположения осей, и расписать все движения совершаемые узлами станка (рисунок 2.9).

Располагаем направление осей следующим образом:

1. Расположение оси шпинделя горизонтальное, ось *Z* совпадает с осью шпинделя и принимает положительное направление от заготовки к инструменту.
2. Расположение оси *X* горизонтальное, а положительное направление оси *X* будет вправо, если смотреть в направлении от шпинделя к заготовке.
3. Расположение оси *Y* вертикальное, а положительное направление оси *Y* определяется по правилу винта с правой резьбой, расположенного

вдоль оси Z : поворот винта в направлении от оси $+X$ к оси $+Y$ должен соответствовать его продвижению в направлении $+Z$.

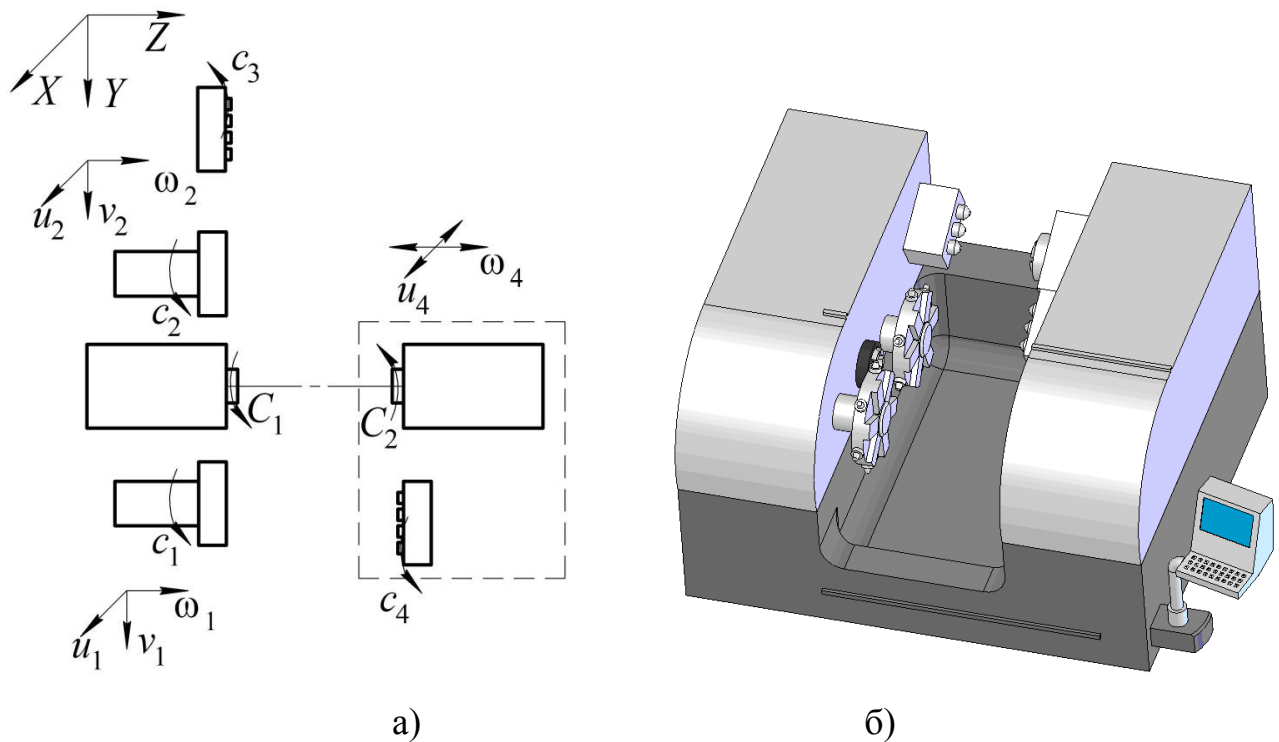


Рисунок 2.9. Токарный автомат модели *TNK 26* фирмы *Traub*:

- а) схема расположения координатных осей и совершаемых движений;
б) общий вид

Движения, совершаемые узлами в данной компоновке:

1. Стационарным блоком является корпус мотор – шпинделя, вращение шпинделя является главным движением и обозначено на схеме как C_1 .
2. Револьверные головки совершают движения по координатам X, Z, Y , на схеме обозначаются, как ω, u, v . Резцедержатель револьверной головки совершает установочное вращение, обозначенное C .
3. Противопиндель, совершает установочное перемещение по осям Z, X обозначенное на схеме ω, u .
4. Движения инструментального блока осуществляются по координатам ω, u , инструмент в блоке имеет вспомогательное вращение обозначенное как c .

Структурная формула данной компоновки имеет следующий вид:

$$C_1 0Z \left[\left(\frac{u_1}{v_1} \right) \omega_1 \cdot c_1 + a_v \right] + \left[\left(\frac{u_2}{v_2} \right) \omega_2 \cdot c_2 + b_v \right] + c_3 + \left(\frac{u_4}{\omega_4} \cdot c_4 \right) + \left(C_2 \cdot \frac{u_4}{\omega_4} \right)$$

В формуле C_1 обозначает вращение главного мотор - шпинделя, знак 0 указывает на стационарный (неподвижный) блок, в неподвижном блоке монтируются приводы двух револьверных головок и дополнительный блок с инструментом, позволяющий расширить количество используемого инструмента. Револьверные головки могут совершать движения по трем координатам, а наличие привода на концевой инструмент дает возможность производить фрезерно-

сверлильные операции. В скобках $\left[\left(\frac{u_2}{v_2} \right) \omega_2 \cdot c_2 + b_v \right]$ указаны движения, со-

вершаемые револьверными головками. Вращение инструмента обозначается b_v, a_v . Знак (+) указывает на наличие других блоков, в данном случае револьверной головки, инструментальных блоков с индивидуальными приводами. Дробная черта указывает на то, что револьверные головки могут совершать одновременное перемещение по трем координатам, а инструментальный блок по двум осям. Смена позиции инструмента обозначена c и является вспомогательным (установочным) движением. Инструментальные блоки предназначены для инструмента имеющего цилиндрический хвостовик, например: сверла, концевые фрезы, расточные резцы, каждая инструментальная позиция блока имеет индивидуальный привод вращения. Вращение инструмента является вспомогательным и обозначено c_3, c_4 . Блок, размещенный в одном корпусе с контршпинделем имеет возможность перемещаться по двум осям Z и X , блок, находящийся в корпусе главного мотор – шпинделя является неподвижным и имеет только привод вращения инструмента.

Данная компоновка построена на примере токарно-обрабатывающего центра TNL 26 фирмы Traub.

Такая компоновка дает возможность применять большое число режущих инструментов при обработке деталей (рисунок 2.10). Обе револьверные головки

имеют оси вращения, параллельные оси шпинделя станка. Наличие в станке отдельного привода повышает точность обработки и возможность много - инструментальной обработки. Данный токарно-обрабатывающий центр позволяет выполнять: все виды токарных операций, фрезерование различных пазов, резьб, сверление отверстий.

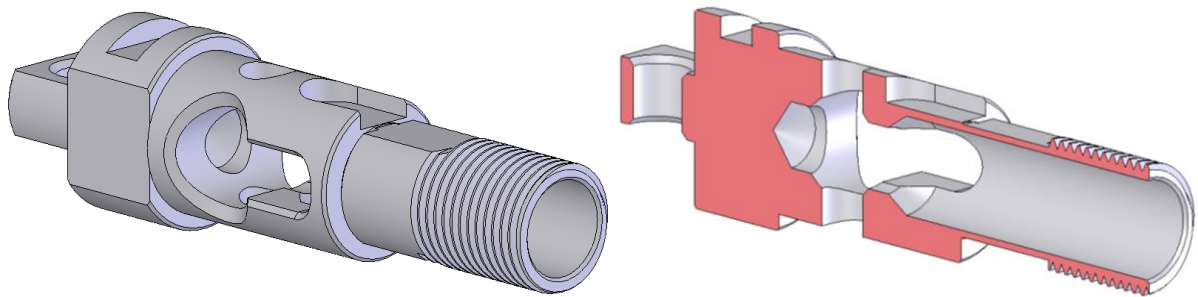


Рисунок 2.10. Общий вид типовой детали

На этом станке можно производить следующие технологические операции:

1. обработка наружных и внутренних цилиндрических поверхностей;
2. обработка наружных и внутренних конических поверхностей;
3. обработка торцов и уступов;
4. точение пазов и канавок, отрезка заготовки;
5. обработка отверстий;
6. нарезание наружной и внутренней резьбы;
7. обработка различных фасонных поверхностей.
8. двух инструментальная обработка;
9. возможность обработки двух деталей одновременно;
10. возможность фрезерования пазов.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 2

1. Токарные станки, по типу модели 16K20Ф3, с компоновкой описываемой структурной формулой $C0Z(u/\omega \cdot c)w$ могут выполнять такие операции как обработка наружных и внутренних цилиндрических и конических поверхностей; обработка торцев и уступов; точение пазов, канавок и отрезку деталей; сверление, зенкерования и развёртывания осевых отверстий; нарезать внутреннюю и наружную резьбу; обрабатывать фасонные поверхности.
2. Токарные станки с двумя инструментальными суппортами, имеющие компоновку описываемую структурной формулой $C0Z(u_1/\omega_1 \cdot c_1) + (u_2/\omega_2 \cdot c_2)w$ могут осуществлять операции аналогично токарным станкам со структурной формулой $C0Z(u/\omega \cdot c)w$, а так же выполнять двух инструментальную обработку, что позволяет сократить машинное время обработки за счет совмещения чернового и чистового прохода.
3. Токарные обрабатывающие центры, компоновка которых описывается структурной формулой $C_10Z(u_1/\omega_1 \cdot c_1) + (u_2/\omega_2 \cdot c_2)C_2w$, позволяют выполнять обработку аналогично станкам со структурной формулой $C0Z(u_1/\omega_1 \cdot c_1) + (u_2/\omega_2 \cdot c_2)w$, а также обрабатывать одновременно две детали, за счет наличие противопинделя. Станки с такой компоновкой позволяют сократить количество единиц технологического оборудования, а так же уменьшить время обработки деталей.
4. Токарные автоматы с ЧПУ по типу автоматов модели TNL 26 фирмы Traub, имеющие структурную формулу компоновки

$$C_1 0Z \left[\left(\frac{u_1}{v_1} \right) \frac{1}{\omega_1 \cdot c_1} + a_v \right] + (c_2) + \left(\frac{u_3}{\omega_3 \cdot c_3} \right) + C_2 \cdot \frac{u_3}{\omega_3} \quad \text{являются универ-}$$

сальными, поскольку позволяют выполнять любые токарные операции, а также фрезеровать пазы, обрабатывать не только осевые, но и радиальные отверстия. Токарные автоматы с ЧПУ являются более универсальными станками, и они позволяют значительно сократить как время обработки, так и количество единиц технологического оборудования необходимого для обработки деталей.

5. Токарные автоматы с ЧПУ по типу автоматов модели *TNL 28* фирмы *Traub*, имеющие структурную формулу компоновки

$$C_1 0Z \left[\left(\frac{u_1}{v_1} \right) \frac{1}{\omega_1 \cdot c_1} + a_v \right] + \left[\left(\frac{u_2}{v_2} \right) \frac{1}{\omega_2 \cdot c_2} + b_v \right] + c_3 + \left(\frac{u_4}{\omega_4 \cdot c_4} \right) + \left(C_2 \cdot \frac{u_4}{\omega_4} \right)$$

имеет все преимущества что и токарный станок со структурной фор-

$$C_1 0Z \left[\left(\frac{u_1}{v_1} \right) \frac{1}{\omega_1 \cdot c_1} + a_v \right] + (c_2) + \left(\frac{u_3}{\omega_3 \cdot c_3} \right) + C_2 \cdot \frac{u_3}{\omega_3} \quad \text{мулой} \quad . \text{ При разра-}$$

ботки новой конструкции токарного станка с ЧПУ следует учитывать две последние варианта компоновки станков.

3 РАЗРАБОТКА ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ ТОКАРНОГО УНИВЕРСАЛЬНОГО СТАНКА

3.1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

Проектирования привода главного движения начинается с расчетов режимов резания, которые позволяют определить основные параметры разрабатываемого станка.

Глубина резания зависит от припуска на обработку; следует стремиться производить обработку за один рабочий ход или сокращать число рабочих ходов. При наружном продольном и поперечном точении и растачивании скорость резания рассчитывают по эмпирической формуле

$$v = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot k_v,$$

где C_v – коэффициент, который определяют в зависимости от свойств обрабатываемого материала;

T – период стойкости инструмента;

X, Y – показатели степени, определяющие влияние на силу резания соответственно глубины резания и подачи на допустимую скорость резания;

k_v – произведение коэффициентов учитывающих влияние прочности и вида заготовки, угла в плане и материала инструмента.

Рассчитаем режимы резания при точении, где скорость резания будет максимальной.

При назначении режимов резания учитывают характер обработки, тип и размеры инструмента, материал его режущей части, материал и состояние заготовки, тип и состояние оборудования.

Выбираем по рекомендованной справочной литературе элементы режима резания при чистовом точении:

- период стойкости $T = 60$;
- глубина резания $t = 4$ мм;

- подача $S = 0,9 \text{ мм/об}$.

Для удобства расчетов выбранные параметры режима резания сведем в таблицу 3.1.

Таблица 2.1 Параметры режима резания

Вид обработки	Коэффициент в формулах резания	Значения коэффициентов
Точение	C_v	350
	m	0,20
	x	0,15
	y	0,35
Резьбонарезание	C_v	244
	m	0,20
	x	0,23
	y	0,30

Определяем скорость резания по формуле:

$$V_{\text{рез}} = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 4^{0,15} \cdot 0,9^{0,35}} \cdot 0,8 = 104,63 \text{ м/мин}$$

где K_v - коэффициент, равный произведению коэффициентов, учитывающих влияние материала заготовки $K_{mv} = K_{\Gamma} \cdot (750/\sigma_B)^{n_v} = 1 \cdot (750/750)^1 = 1$, состояния поверхности $K_{пв}$, материала инструмента $K_{ув}$ - данные коэффициентов выбираются согласно соответствующей литературе:

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{пв} \cdot K_{ув} = 1 \cdot 0,8 \cdot 1 = 0,8$$

Силу резания принято раскладывать на составляющие силы, направленные по осям координат станка (тангенциальную F_Z , радиальную F_Y , и осевую F_X). При наружном продольном и поперечном точении, растачивании, отрезании, прорезании пазов и фасонном точении эти составляющие рассчитывают по формуле:

$$F_{z,y,x} = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot v^n \cdot K_p \cdot H;$$

Таблица 3.2 Коэффициент показателя степени

Коэффициент показателя степени в формулах для составляющих		
Тангенциальной F_Z	Радиальной F_Y	Осевой F_X
300	243	339
1,0	0,9	1,0
0,75	0,6	0,5
-0,15	-0,3	-0,4

$$F_Z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V^n \cdot K_p = 10 \cdot 300 \cdot 4^1 \cdot 0,9^{0,75} \cdot 104,63^{-0,15} \cdot 1 = 5520 \text{ Н}$$

$$F_Y = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V^n \cdot K_p = 10 \cdot 243 \cdot 4^{0,9} \cdot 0,9^{0,6} \cdot 104,63^{-0,3} \cdot 1 = 1946,2 \text{ Н}$$

$$F_X = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V^n \cdot K_p = 10 \cdot 339 \cdot 4^1 \cdot 0,9^{0,5} \cdot 104,63^{-0,4} \cdot 1 = 2034 \text{ Н}$$

Постоянная $C_p = 300$ и показатели степени $x = 1$, $y = 0,75$, $n = -0,15$ для конкретных условий обработки выбираем по соответствующей литературе [11] и заносим в вышеприведенную таблицу для всех составляющих силы.

Поправочный коэффициент K_p представляет собой произведение ряда коэффициентов, учитывающих фактические условия резания:

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{\phi p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1$$

Рассчитаем режимы резания при резьбонарезании, где скорость резания будет минимальной.

Определяем скорость резания по формуле:

$$V_{\text{рез}} = \frac{C_v \cdot i^x}{T^m \cdot S^y} \cdot K_v = \frac{244 \cdot 2^{0,23}}{70^{0,2} \cdot 0,08^{0,3}} \cdot 0,8 = 18 \text{ м/мин}$$

где $C_v = 244$; $x = 0,23$; $y = 0,30$; $m = 0,20$;

$T = 70$ - период стойкости,

$S = 0,08$ - подача (по заданию);

$i = 2$ - число рабочих ходов, равно шагу резьбы;

K_v - общий поправочный коэффициент на скорость резания, учитывающий фактические условия резания равен:

$$K_v = K_{MG} \cdot K_{IG} \cdot K_{CT} = 0,8 \cdot 1 \cdot 1 = 0,8$$

здесь K_{MG} - коэффициент, учитывающий качество обрабатываемого материала,

K_{IG} - коэффициент, учитывающий материал режущей части инструмента,

K_{CT} - коэффициент, учитывающий способ нарезания резьбы (принимается равным 1,0, если резьба нарезается черновым и чистовым резцами).

Определяем силу резания по формуле:

$$F_t = \frac{10 \cdot C_p \cdot p^y}{i^n} \cdot K_p = \frac{10 \cdot 148 \cdot 1^{1,7}}{2^{0,71}} \cdot 1 = 905 \text{ Н}$$

где $C_p = 148$; $y = 1,7$; $n = 0,71$;

$p = 2$ - шаг резьбы;

$K_p = K_{mp} = 1$ - поправочный коэффициент, учитывающий качество обрабатываемого материала.

Определяем мощность резания при точении по формуле:

$$N_{эф} = \frac{F_t \cdot V}{1020 \cdot 60} = \frac{5520 \cdot 104,63}{61200} = 9,43 \text{ кВт}$$

Тогда мощность двигателя будет:

$$N_{дв} = \frac{N_{эф}}{\eta} = \frac{9,43}{0,9} = 10,48 \text{ кВт}$$

Принимаем мощность электродвигателя равной 11 кВт.

Выбираем электродвигатель производства фирмы Siemens 1LA7133 – 4AA10, имеющей следующие характеристики: $N_{дв} = 11 \text{ кВт}$; $n_{ном} = 1500 \text{ об/мин}$; $n_{max} = 5000 \text{ об/мин}$.

Применяем преобразователь частоты фирмы TOSHIBA VF-S11 модель 2110PM.

Далее выполняем кинематический расчёт привода главного движения с комбинированным регулированием.

Комбинированный привод сочетает в себе ступенчатую коробку скоростей и регулируемый электродвигатель с тиристорным или частотным регулированием.

В нашем случае диапазон регулирования электродвигателя $R_{\text{дв(Н)}} = 32$ расчет ведется в следующем порядке:

1. Рассчитывают диапазон регулирования при постоянной мощности:

$$R_{\text{дв(Н)}} = \frac{n_{\text{max}}}{n_{\text{min}}} = \frac{5000}{1500} = 3,4$$

2. Определяем диапазон регулирования коробки скоростей:

$$R_K = \frac{R_n}{R_{\text{дв(Н)}}} = \frac{32}{3,4} = 9,4$$

3. Определяем число групп передач:

$$m = \frac{\lg R_K}{\lg 8} = \frac{\lg 9,4}{\lg 8} = 1,07$$

Округляем полученное число до 2, следовательно, число групповых передач равно 2.

4. Определяем диапазон регулирования группы:

$$R_r = \sqrt[m]{R_K} = \sqrt[2]{9,4} = 2,1$$

Число групп передач $R_r = 2$

5. Определяем величину C :

$$C = \frac{\lg R_{\text{дв}}}{\lg \phi} = \frac{\lg 3,4}{\lg 1,26} = 5,3$$

Принимаем $C = 6$

6. Определяем число интервалов, которые пересекают на графике лучи, изображающие передачи последней группы:

$$K_m = \frac{\lg R_r}{\lg \phi} = \frac{\lg 2,1}{\lg 1,26} = 3,2$$

Принимаем $K_m = 3$.

7. Находим фактические диапазоны регулирования коробки скоростей и привода:

$$R_{к(ф)} = R_{г} \cdot \varphi^{Km} = 2,1 \cdot 1,26^3 = 4,2$$

$$R_{п(ф)} = R_{дв(N)} \cdot R_{к(ф)} = 3,4 \cdot 4,2 = 14,28$$

8. Определяем число интервалов K_1 между максимальной и минимальной частотами вращения шпинделя, а также число интервалов K_2 – между максимальной и минимальной частотой вращения электродвигателя:

$$K_1 = \frac{\lg(n_{дв(max)} / n_{шп(max)})}{\lg \varphi} = \frac{\lg(5000/8000)}{\lg 1,26} = 1,7$$

Принимаем $K_1 = 2$

$$K_2 = \frac{\lg R_{п(ф)}}{\lg \varphi} = \frac{\lg 15}{\lg 1,26} = 11,7$$

Принимаем $K_2 = 12$

9. Определяем общее число интервалов:

$$K_{общ} = K_1 + K_2 = 2 + 12 = 14$$

Далее строим график частот вращения (рисунок 3.1)

Имея график частот вращения привода, можно определить все величины передаточных отношений в коробке скоростей для переключаемых и находящихся в постоянном зацеплении зубчатых колес или ременных передач.

Следующим этапом является предварительное определение диаметров валов и модулей зубчатых колес.

Определение модулей начинают с расчета их по контактным напряжениям с проверкой по напряжениям изгиба по следующим формулам:

$$m_K = \frac{d_w}{z} = \frac{K_d}{z} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_K \cdot K_{H\beta} \cdot (i \pm 1)}{i \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2}};$$

$$m_{из} = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{M_K \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{z^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP}}};$$

где m_k - модуль, рассчитанный по контактным напряжениям, мм;

d_w - начальный (делительный) диаметр зубчатого колеса, мм;

z - число зубьев меньшего колеса из пары колес, находящихся в зацепле-

нии;

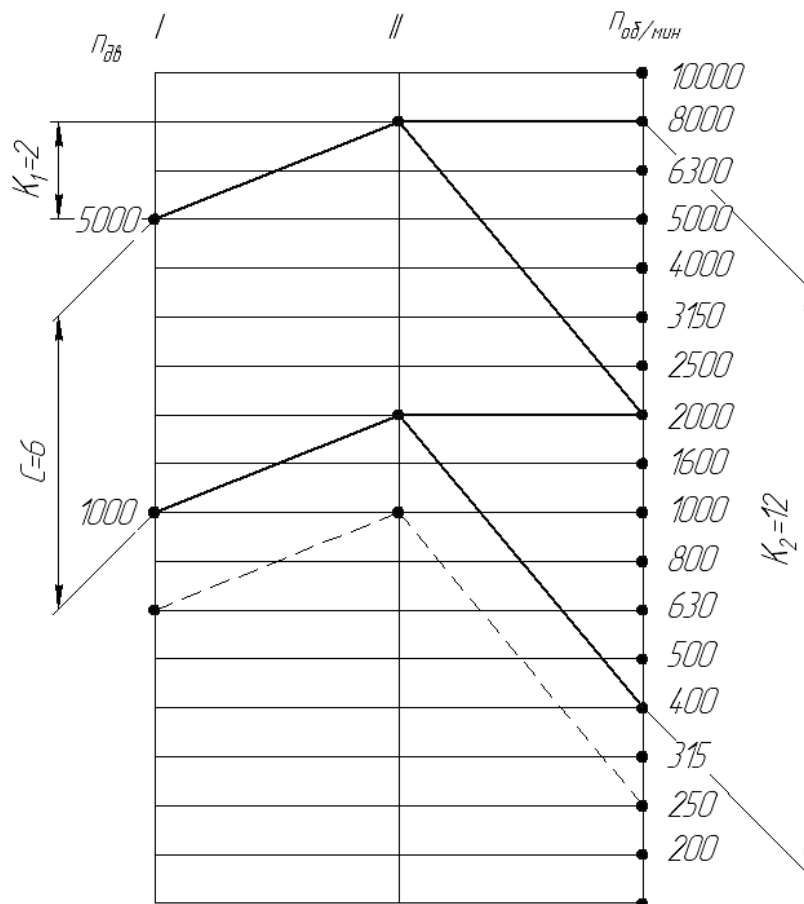


Рисунок 3.1. График частот вращения шпинделя

K_d - вспомогательный коэффициент, принимаемый для пар зубчатых колес равным $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$;

M_K - крутящий момент на рассчитываемом колесе, Нм;

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется на основании рекомендаций справочной литературы.

i - передаточное отношение;

ψ_{bd} - отношение ширины венца зубчатого колеса к начальному диаметру шестерни d_w ;

σ_{HP} - допускаемое контактное напряжение, МПа ;

$m_{из}$ - модуль, рассчитанный по напряжениям изгиба, мм

K_m - коэффициент, принимаемый для прямозубых передач равным 14;

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий поверхностную твердость ;

Y_F - коэффициент формы зуба ;

σ_{FP} - допускаемое изгибное напряжение, МПа.

Исходя, из графика определяем:

$$n_1 = 1500,$$

$$n_2 = 2000,$$

$$n_3 = 400.$$

Находим крутящие моменты на рассчитываемых колесах:

$$M_{Ki} = 9740 \cdot \frac{N_i}{n_i} \text{ Нм},$$

$$M_{K2} = 9740 \cdot \frac{9,44}{2000} = 45,9 \text{ Нм},$$

$$M_{K1} = 9740 \cdot \frac{8,97}{400} = 218,4 \text{ Нм},$$

где $N_1 = N_{\text{дв}} \cdot \eta_{3K} \cdot \eta_M \cdot \eta_{II}^2 = 11 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 9,93 \text{ кВт},$

$$N_2 = 9,93 \cdot 0,99^2 \cdot 0,97 = 9,44 \text{ кВт},$$

$$N_3 = 9,44 \cdot 0,99^2 \cdot 0,97 = 8,97 \text{ кВт}.$$

n_i - частота вращения второго вала электродвигателя, мин⁻¹.

η - КПД вала

Находим модуль, рассчитанный по контактным напряжениям:

$$m_{K1} = \frac{770}{35} \cdot \sqrt[3]{\frac{64,47 \cdot 1,01 \cdot (1,58 + 1)}{1,58 \cdot 0,4 \cdot 800^2}} = 1,63.$$

Принимаем $m_{K1} = 2$

$$m_{K2} = \frac{770}{18} \cdot \sqrt[3]{\frac{218,4 \cdot 1,01 \cdot (4 + 1)}{4 \cdot 0,4 \cdot 800^2}} = 4,2$$

Принимаем $m_{K2} = 4,5$

Находим модуль, рассчитанный по напряжениям изгиба:

$$m_{из1} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{64,47 \cdot 1,02 \cdot 3,8}{35^2 \cdot 0,4 \cdot 210}} = 1,8,$$

$$m_{из2} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{218,4 \cdot 1,02 \cdot 4,11}{18^2 \cdot 0,4 \cdot 210}} = 4,5.$$

Определяем ориентировочно диаметры валов по формуле:

$$d = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

где d – минимальный диаметр вала, мм;

N – мощность, передаваемая валом, кВт;

n – частота вращения вала электродвигателя, мин⁻¹.

$$d_1 = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,93}{1500}} = 31,7 \text{ принимаем} = 35 \text{ мм},$$

$$d_2 = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,44}{2000}} = 28,8 \text{ принимаем} = 30 \text{ мм},$$

$$d_3 = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{8,97}{400}} = 42,5 \text{ принимаем} = 45 \text{ мм}.$$

Находим межцентровое расстояние A_i между валами по формуле:

$$A_i = \frac{\sum z_i \cdot m_i}{2};$$

где $\sum z_i$ – сумма зубьев в i -й групповой передачи;

m_i – модуль зубчатых колес i -й групповой передачи.

$$A_1 = \frac{90 \cdot 3}{2} = 135 \text{ мм},$$

$$A_2 = \frac{90 \cdot 4,5}{2} = 202,5 \text{ мм}.$$

Определяем ширину венцов зубчатых колес по формуле

$$b = (8...10) \cdot m,$$

$$b_{1,2} = 8 \cdot 3 = 24 \text{ мм},$$

$$b_{3,5,6} = 8 \cdot 4,5 = 36 \text{ мм}.$$

Определяем диаметры зубчатых колес. Результаты расчета сводим в таблицу 3.3

Таблица 3.3 Диаметры зубчатых колес

	z_1	z_2	z_3	z_5	z_6
d	165	105	202,5	81	324
d_1	171	114	211,5	90	333
d_2	157,5	97,5	191,25	69,75	312,75

Определяем числа зубьев:

$$\begin{array}{llll}
 z_1 = 55 & z_2 = 35 & \varphi = 1,58 & \Sigma z = 90 \\
 z_3 = 45 & = & z_4 = 45 & \varphi = 1,26 \quad \Sigma z = 90 \\
 z_5 = 18 & z_6 = 72 & \varphi = 1,26 & \Sigma z = 90
 \end{array}$$

По результатам расчета строим кинематическую схему привода главного движения (рисунок 3.2)

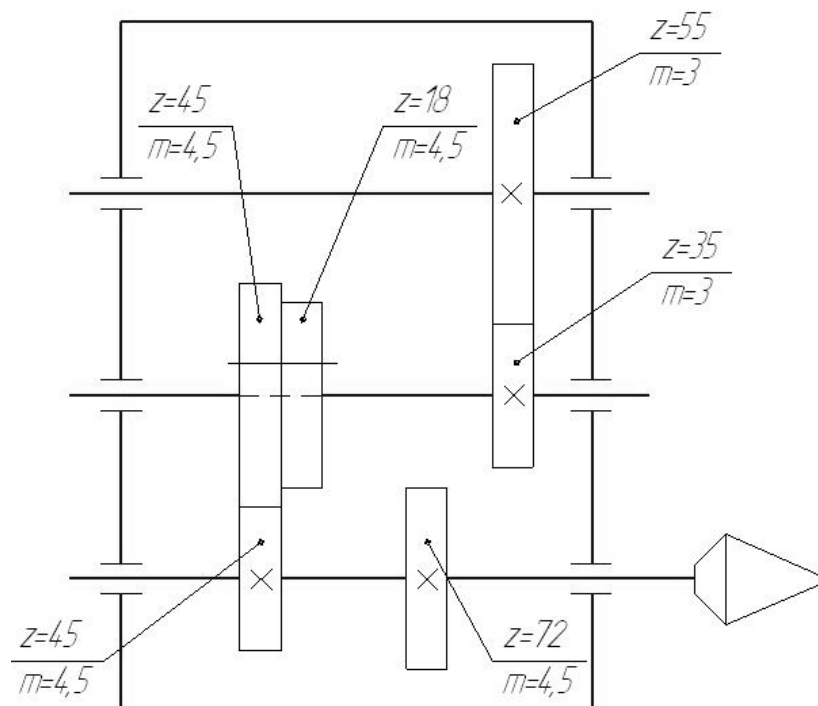


Рисунок 3.2. Кинематическая схема привода главного движения

3.2 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

Возникающие в процессе резания вибрации станков отрицательно влияют на их производительность, снижают стойкость инструмента, ухудшают качество поверхности, сокращают межремонтный период. Явление вибраций весьма сложно и разнообразно. Поэтому повышение динамического качества станков и, прежде всего, обеспечение устойчивого движения инструмента и заготовки является актуальной задачей.

Потеря устойчивости при перемещении узлов станка без резания проявляется главным образом в скачкообразном движении суппортов, столов, бабок, стоек по направляющим. Значительно реже встречаются случаи неравномерного колебательного вращения шпинделей, валов, барабанов и т. п., связанные с потерей устойчивости движения в подшипниках скольжения, муфтах, тормозах и т. д.

Потеря устойчивости станков при резании выражается в «подрывании» инструментов (апериодическая неустойчивость) или возникновении автоколебаний (периодическая неустойчивость). Подрывание встречается на токарных, карусельных, фрезерных и расточных станках при обработке длинных валов малого диаметра или при неправильной установке инструмента. Автоколебания при резании ведут к резкому снижению класса чистоты и точности обрабатываемой поверхности, стойкости инструмента, долговечности станка и, в конечном счете, к снижению производительности станка.

Можно привести множество примеров, иллюстрирующих важность колебательных явлений в технических системах, приборах, и машинах. Применительно к области металлообработки колебания, могут быть полезны, например, вибрационное резание, ультразвуковая обработка и диагностика металла, транспортировка деталей и т.п. В других случаях колебания способны нарушить нормальные условия эксплуатации например, вибрации в станках ухудшают чистоту и точность обрабатываемых деталей тогда колебательные процессы приводят к разрушению конструкций, порой с катастрофическими последствиями. Такое явление происходит в зоне резонанса, когда собственные

колебания совпадают с вынужденными. Поэтому умение рассчитывать собственные колебания систем очень важно. Это позволяет избежать работы конструкции в резонансной, зоне.

Силовой расчет привода выполняем в прикладной программе *ShaftAndGear*.

1. Строим кинематическую схему станка (рисунок 3.3.)

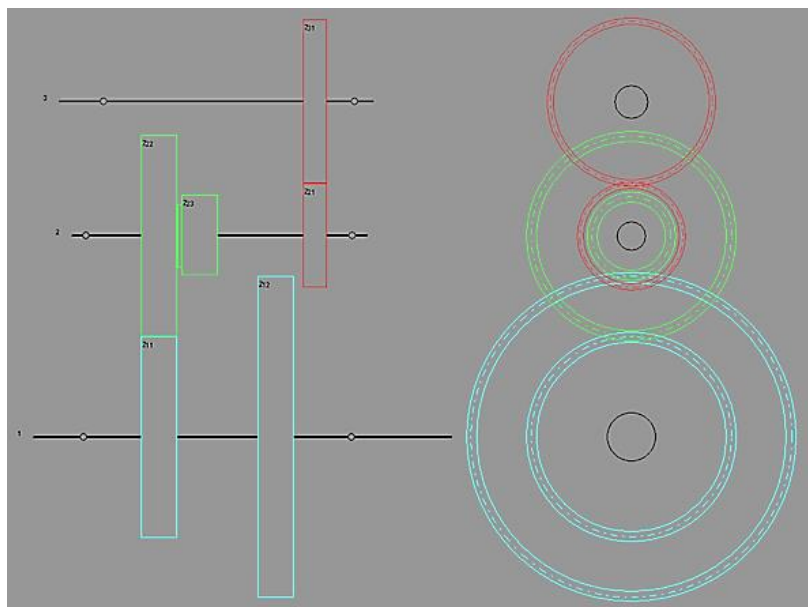


Рисунок 3.3. Кинематическая схема привода

2. Определяем силы в зацеплениях.

Вал 1. Сила: 2323.3022 Н; угол приложения: 206.5651 град; смещение: 0.1267.

Вал 2. Первая передача: сила: -941.2781 Н; угол приложения: 153.4349 град; смещение: 0.2450. Вторая передача: сила: -2323.3022 Н; угол приложения: 206.5651 град; смещение: 0.0884.

3. Выполняем расчет.

В результате расчета получаем следующие данные.

Вал 1 - диаметр 0.0500, минимальный 0.0162. Упругое радиальное перемещение переднего конца шпинделя: 8.4031мкм.

Вал 2 - диаметр 0.0300, минимальный 0.0158. Угол наклона упругой линии: 0.000234 рад., допуск: 0.001000 рад. Прогиб: 0.000170 мм, Y/l : 0.000635

Вал 3 - диаметр 0.0350, минимальный 0.0104. Угол наклона упругой линии: 0.000042 рад., допуск: 0.001000 рад. Прогиб: 0.000029 мм, Y/l : 0.000114

4. Строим эпюры изгибающих моментов (рисунок 3.4), свертку привода главного движения (рисунок 3.5) и схему действия и направления сил в зацеплениях.

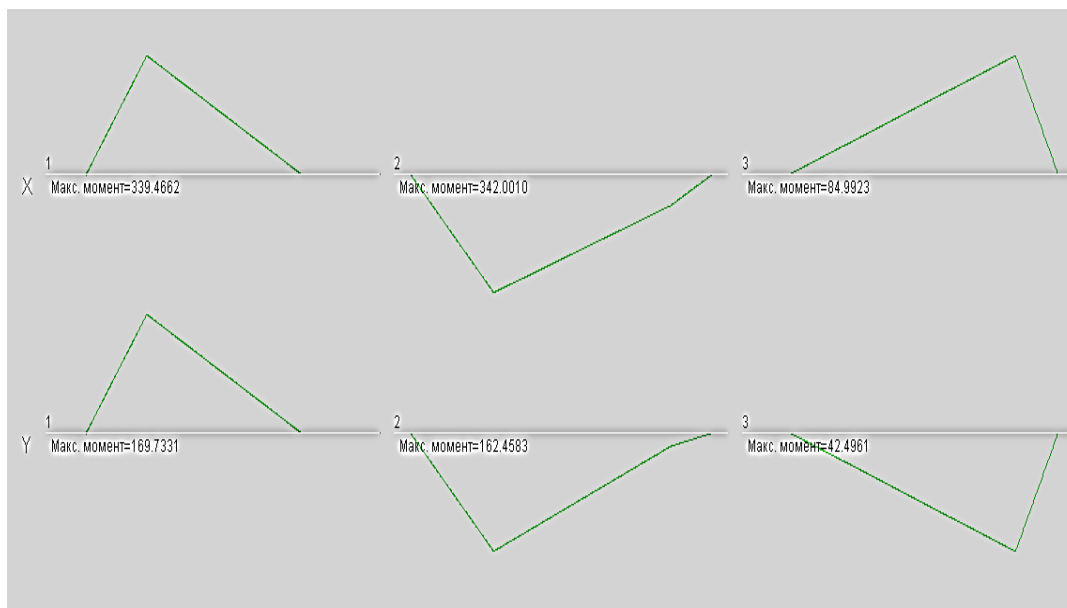


Рисунок 3.4. Эпюры изгибающих моментов

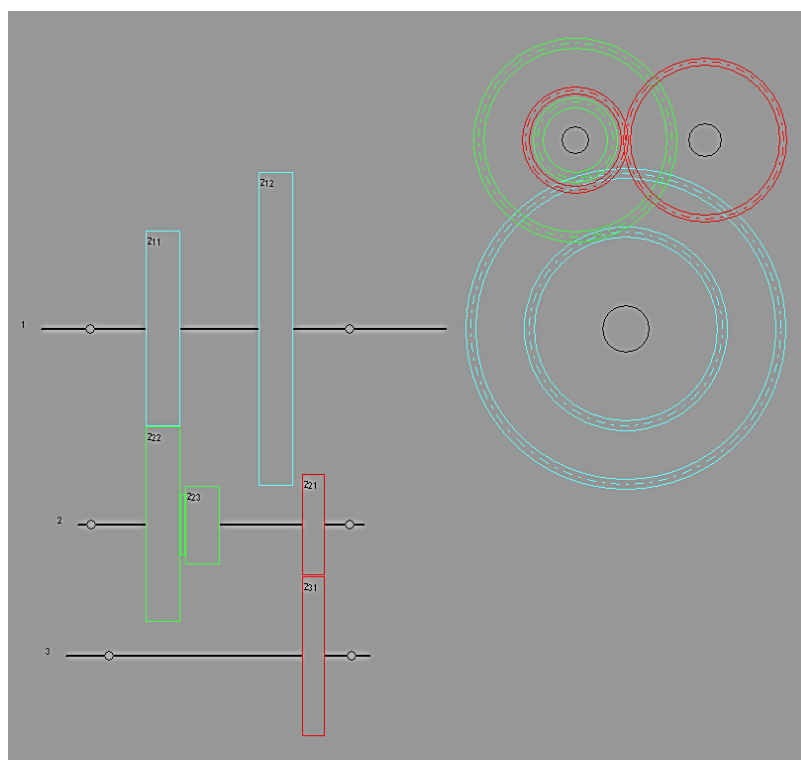


Рисунок 3.5. Свертка привода главного движения

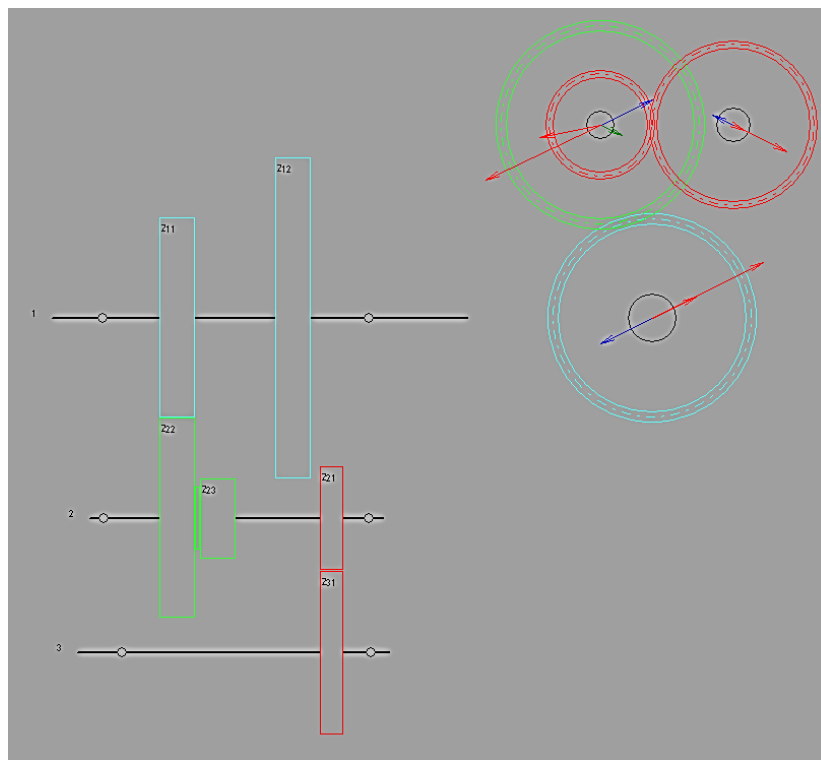


Рисунок 3.6. Направления действия сил в зацеплении, углы приложения и смещения данных сил относительно начала вала

Далее выполняем расчет шпоночных и шлицевых соединений.

Основным уравнением расчета шпоночных соединений является проверка работоспособности на смятие, а сечение A-A (рисунок 3.7) на срез.

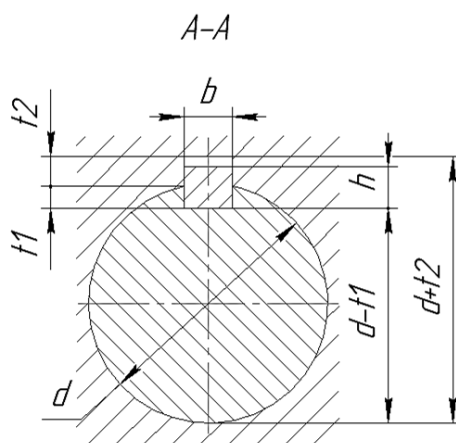


Рисунок 3.7. Эскиз шпоночного соединения

Условие прочности на смятие:

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot M_{KP}}{d \cdot t \cdot l} \prec [\sigma_{CM}],$$

где M_{KP} - максимальный крутящий момент на валу;

d - диаметр вала;

t - выступ шпонки из шпоночного ряда;

$[\sigma_{CM}]$ допускаемое напряжение на смятие:

$$[\sigma_{CM}] = 1000 \dots 1200 \text{ кг/см}^2 = 98 \dots 118 \text{ Н/м}^2$$

Условие прочности сечения А-А на срез:

$$\tau_{CP} = \frac{2 \cdot M_{KP}}{(d + t) \cdot b \cdot l} \leq [\tau_{CP}]$$

где b - ширина шпонки;

l - рабочая длина шпонки;

h - толщина шпонки.

$$[\tau_{CP}] = 59 \dots 88 \text{ Н/м}^2$$

Расчет шпоночного соединения на валу I:

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot 64,47}{0,032 \cdot 0,005 \cdot 0,04} = 20 \text{ Н/м}^2,$$

$$\sigma_{CM} = 20 \text{ Н/м}^2 \prec [\sigma_{CM}] = 98 \dots 118 \text{ Н/м}^2,$$

$$\tau_{CP} = \frac{2 \cdot 64,47}{(0,032 + 0,005) \cdot 0,01 \cdot 0,04} = 8,7 \text{ Н/м}^2,$$

$$\tau_{CP} = 8,7 \text{ Н/м}^2 \prec [\tau_{CP}] = 59 \dots 88 \text{ Н/м}^2.$$

Условия выполняются. Шпонка $b \times l \times h = 10 \times 40 \times 8$ ГОСТ 23360-78

Боковые поверхности зубьев шлицевого соединения работают на смятие, а основание их на изгиб и срез (рисунок 3.8).

Для применяемых соотношений элемента шлицевых соединений решающее значение имеет расчет на смятие:

$$\frac{M_{кр}}{\Psi \cdot F \cdot l \cdot r_{ср}} \leq [\sigma_{см}],$$

где F - площадь всех боковых поверхностей зубьев одной стороны на 1 мм

длины, $F = z \left[\frac{D-d}{2} - (f+r) \right],$

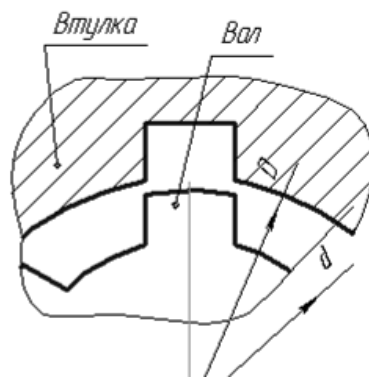


Рисунок 3.8. Эскиз шлицевого соединения

$r_{\text{ср}}$ – средний радиус, мм, $r_{\text{ср}} = \frac{D-d}{4},$

$\Psi = 0,7...0,8$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилий по рабочим поверхностям зубьев;

l – рабочая длина зуба, мм;

z – число зубьев;

D – наружный диаметр зубьев вала, мм;

d – диаметр отверстия шлицевой втулки, мм;

f – радиус фаски, мм;

r – радиус закругления, мм;

$[\sigma_{\text{см}}] = 0,5...1,5 \text{ кг/мм}^2.$

По таблице принимаем:

$D = 68 \text{ мм}; d = 62 \text{ мм}; f = 0,5; r = 0,5; l = 50 \text{ мм},$

$D = 36 \text{ мм}; d = 32 \text{ мм}; f = 0,4; r = 0,3; l = 77 \text{ мм}$

$D = 42 \text{ мм}; d = 36 \text{ мм}; f = 0,4; r = 0,3; l = 60 \text{ мм},$

$D = 36 \text{ мм}; d = 28 \text{ мм}; f = 0,4; r = 0,3; l = 50 \text{ мм}.$

Определяем площадь всех боковых поверхностей зубьев одной стороны на 1 мм длины:

$$F = z \left[\frac{D-d}{2} - (f+r) \right]$$

$$F_1 = 8 \cdot \left[\frac{68-62}{2} - (0,5 + 0,8) \right] = 17,6 \text{ мм}, F_2 = 8 \cdot \left[\frac{36-32}{2} - (0,4 + 0,3) \right] = 10,4 \text{ мм},$$

$$F_3 = 8 \cdot \left[\frac{42-36}{2} - (0,4 + 0,3) \right] = 18,4 \text{ мм}; F_4 = 6 \cdot \left[\frac{36-28}{2} - (0,4 + 0,3) \right] = 19,8 \text{ мм}.$$

$$r_{cp} = \frac{D-d}{4},$$

$$r_{cp1} = \frac{68-62}{4} = 1,5 \text{ мм}, r_{cp2} = \frac{36-32}{4} = 1 \text{ мм},$$

$$r_{cp3} = \frac{42-36}{4} = 1,5 \text{ мм}, r_{cp4} = \frac{36-28}{4} = 2 \text{ мм}.$$

$$F = z \left[\frac{D-d}{2} - (f+r) \right], \sigma = \frac{M_{кр}}{\psi \cdot F \cdot l \cdot r_{cp} \cdot z},$$

$$\sigma_1 = \frac{218,4}{0,75 \cdot 17,6 \cdot 50 \cdot 1,5 \cdot 8} = 0,02 \text{ кг/мм}^2, \sigma_2 = \frac{45,9}{0,75 \cdot 10,4 \cdot 77 \cdot 1 \cdot 8} = 0,009 \text{ кг/мм}^2,$$

$$\sigma_3 = \frac{64,47}{0,75 \cdot 18,4 \cdot 60 \cdot 1,5 \cdot 8} = 0,007 \text{ кг/мм}^2, \sigma_4 = \frac{69,04}{0,75 \cdot 19,8 \cdot 50 \cdot 2 \cdot 6} = 0,007 \text{ кг/мм}^2.$$

$$\sigma_{CM1} = 0,02 \text{ кг/мм}^2 < [\sigma_{CM}], \sigma_{CM2} = 0,009 \text{ кг/мм}^2 < [\sigma_{CM}],$$

$$\sigma_{CM3} = 0,007 \text{ кг/мм}^2 < [\sigma_{CM}], \sigma_{CM4} = 0,007 \text{ кг/мм}^2 < [\sigma_{CM}].$$

Условие выполняется.

3.3 ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

Привод главного вращательного движения современного станка представляет собой систему, состоящую из двигателя постоянного или переменного тока и передаточных звеньев в виде ременных передач, редуктора, возможно муфты и шпинделя.

Расчет динамических характеристик привода может быть условно представлен в следующем порядке:

1. Анализ разработанной конструкции привода и определение его параметров по чертежам, построение расчетной схемы динамической системы.
2. Математическое описание расчетной схемы привода в виде системы дифференциальных уравнений.
3. Определение передаточных функций системы привода главного движения.
4. Построение динамических характеристик.
5. Анализ динамического качества привода главного движения по его характеристикам.

Для определения динамических характеристик привода, прежде всего, составляют расчетную схему, учитывающую моменты инерции вращающихся элементов привода и податливости связей между ними по цепи передачи от электродвигателя к шпинделю (рисунок 3.9).

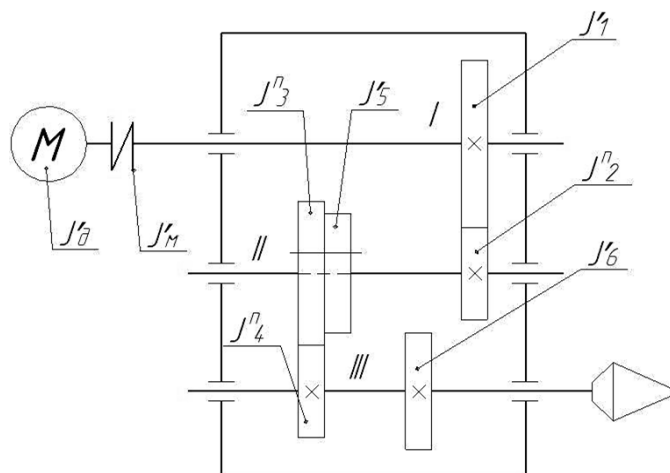


Рисунок 3.9 Расчетная схема

Динамический расчет начинается с составления линейной эквивалентной расчетной схемы (рисунок 3.10), где J'_o – момент инерции двигателя; J_i^n – приведенные моменты инерции элементов, e_i^n – приведенные податливости.

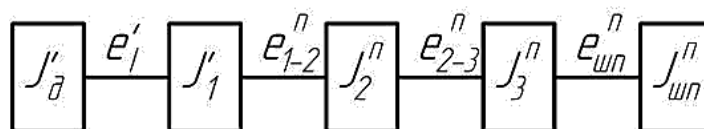


Рисунок 3.10. Линейная эквивалентная расчетная схема

Цель расчета свести данную систему к двухмассовой, как это показано на рисунке 3.11 и для нее рассчитать динамические характеристики привода [...].

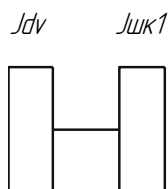


Рисунок 3.11. Двухмассовая эквивалентная расчетная схема системы

Динамические расчеты выполняем в прикладной программе DC. Листинг расчета приведен в приложении А.

Построение амплитудно-фазочастотной характеристики (АФЧХ).

Жесткость системы

$$j_{эkv} = \frac{1}{e_{эkv}} = \frac{1}{6700 \cdot 10^{-5}} = 1,49 \quad \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

Коэффициенты для построения АФЧХ

$$T_1 = \sqrt{\frac{J \cdot J_{\partial\partial}}{J + J_{\partial\partial}}} \cdot e_{эkv} = \sqrt{\frac{4931 \cdot 10^{-5} \cdot 4800 \cdot 10^{-5}}{4931 \cdot 10^{-5} + 4800 \cdot 10^{-5}}} \cdot 0,67 = 0.02$$

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{0,25}{\pi} = 0,02 \cdot \frac{0,25}{\pi} = 0.0017$$

Уравнения для построения АФЧХ на комплексной плоскости

$$R_e = \frac{e_{эКВ} \cdot (1 - T_1^2 \cdot \omega^2)}{(1 - T_1^2 \cdot \omega^2)^2 + T_2^2 \cdot \omega^2};$$

$$J_e = -i \cdot \frac{e_{эКВ} \cdot T_2^2 \cdot \omega}{(1 - T_1^2 \cdot \omega^2)^2 + T_2^2 \cdot \omega^2}.$$

Точки для построения АФЧХ представлены в приложении Б.

На рисунке 3.12 приведен график показывающий, как демпфирующие свойства системы оказывают влияние на ее динамические характеристики. При помощи прикладного пакета «Динамика – Версия 1.0» был проведен анализ амплитудно-фазочастотных характеристик привода при изменении коэффициента демпфирования $\lambda = 0,25 \dots 1,0$. Из графика следует, что чем выше демпфирующие свойства системы, тем устойчивее привод.

На рисунке 3.13 приведен график показывающий, как изменение момента инерции привода влияет на динамические характеристики. При помощи прикладного пакета «Динамика – Версия 1.0» был приведён анализ амплитудно-фазочастотных характеристик привода при изменении момента инерции на 50% , от расчетного значения за 4 итерации $J = 4931 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

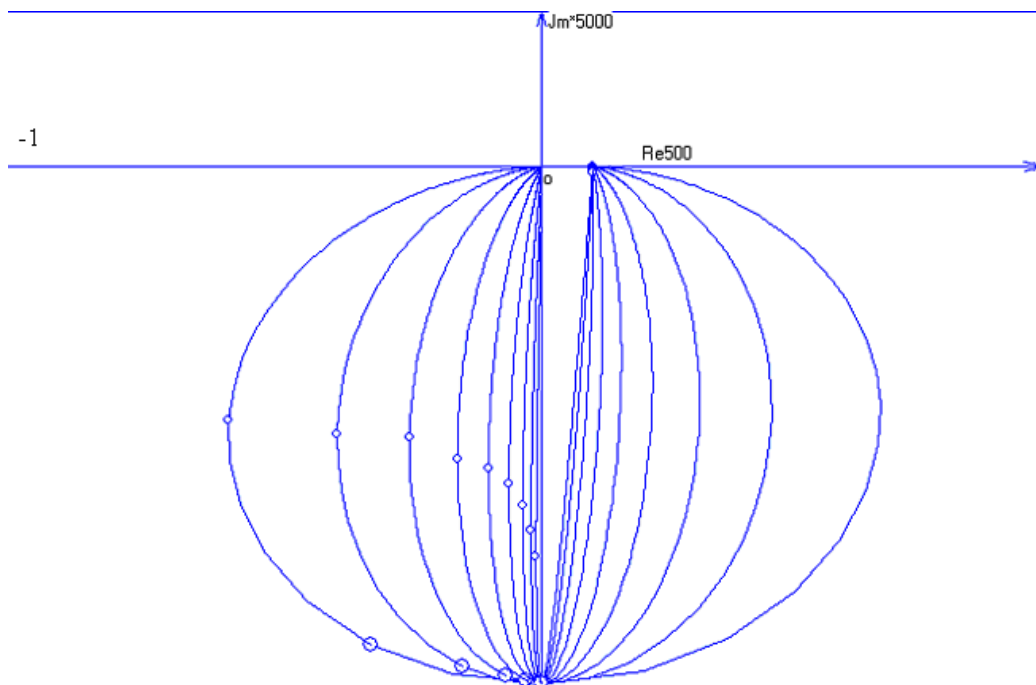


Рисунок 3.12. График декремента

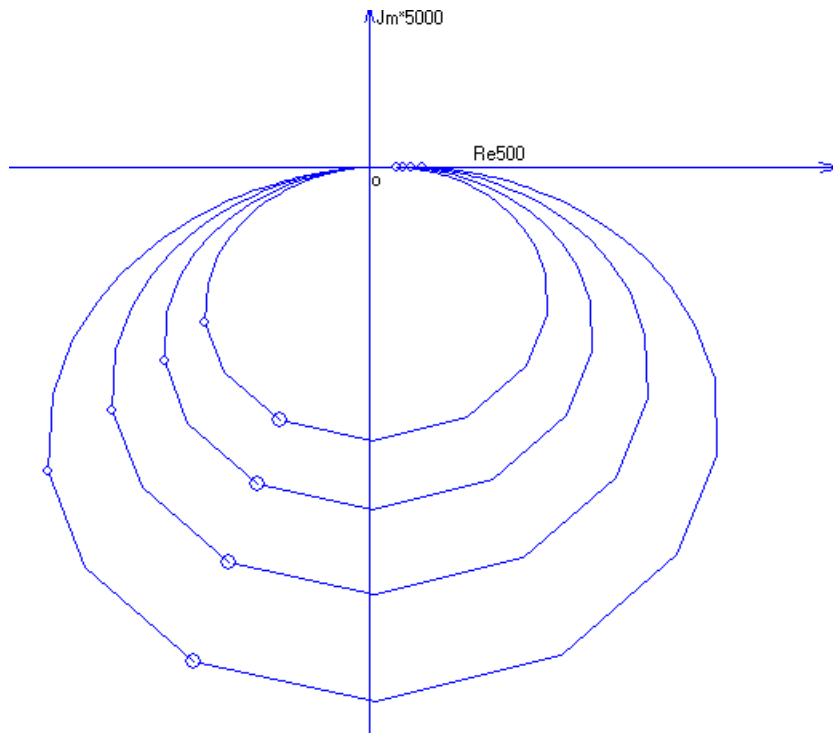


Рисунок 3.13. График податливости

3.4. ОПИСАНИЕ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

Коробка скоростей состоит из шпинделя, промежуточных валов, зубчатых, подшипников качения и других конструктивных элементов. Перемещение зубчатого блока осуществляется гидроцилиндром.

На рисунках 3.14 и 3.15 приведены трехмерные модели элементов спроектированного привода главного движения и механизм переключения, который состоит из цилиндра, штока, поршня, водила.

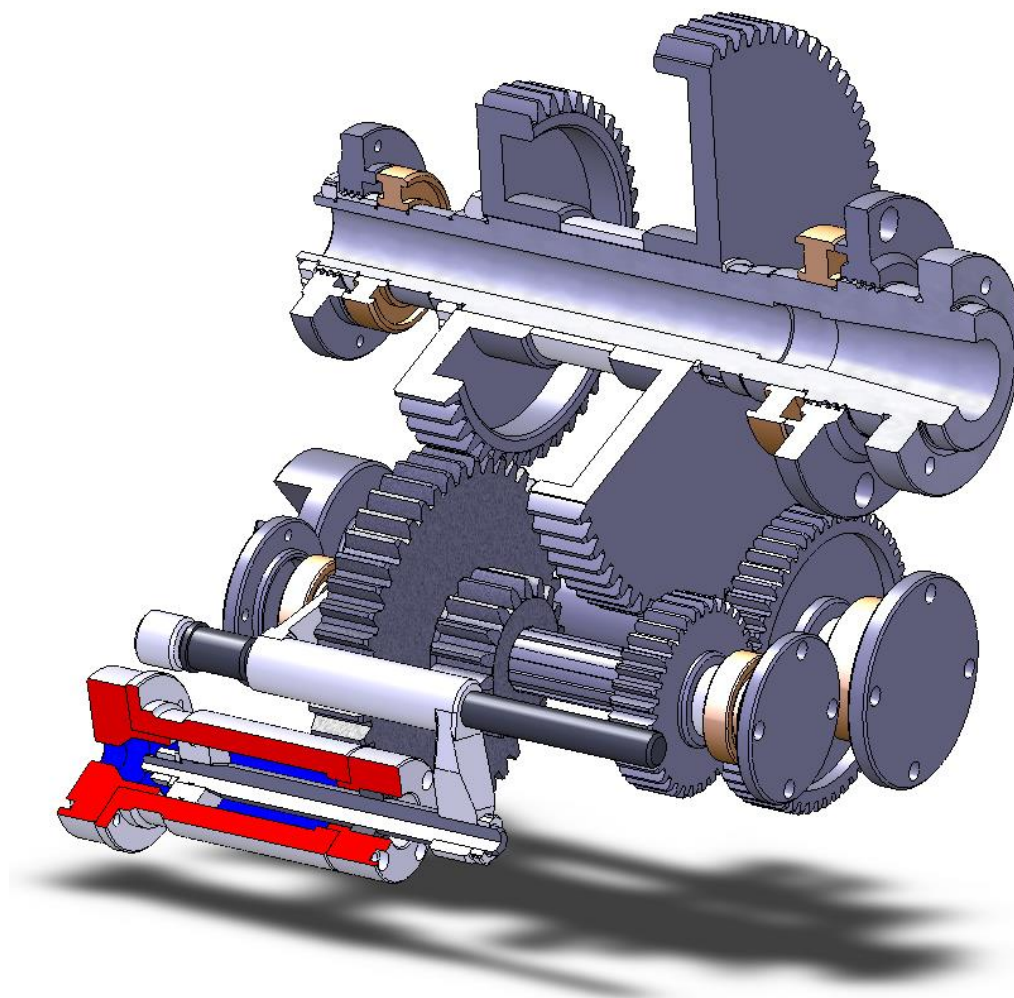


Рисунок 3.14. Общий вид коробки скоростей

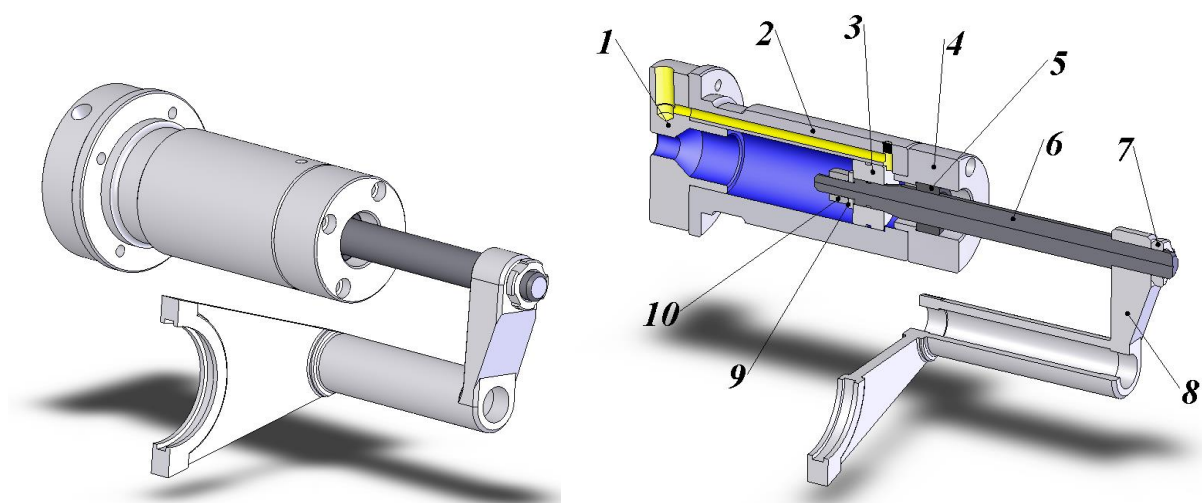


Рисунок 3.15 Механизм переключения скоростей в разрезе: 1-крышка; 2-корпус-цилиндр; 3-поршень; 4-крышка; 5-уплотнение; 6-шток; 7-гайка; 8-водило; 9-шайба; 10-гайка.

Технические характеристики:

Диапазон регулирования	34
Мощность двигателя	11 кВт
Номинальная частота вращения электродвигателя	1500 об/мин
Максимальная частота вращения шпинделя	8000 об/мин
Минимальная частота вращения шпинделя	250 об/мин
Максимальное давление в гидроцилиндре	0,2 МПа
Диапазон регулирования при постоянной мощности	400-8000 об/мин
Диапазон регулирования при постоянном моменте	250-400 об/мин

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 3

1. Выполнен кинематический расчет привода главного движения, построен график частот вращения шпинделя и кинематическая схем, выбраны числа зубьев в передачах, определены передаточные отношения и модули в зубчатых передачах.
2. Результатом силового расчета являются эпюры изгибающих моментов на валах, схемы свертки привода главного движения и действия сил в передачах.
3. Динамический расчет привода показал устойчивость привода во все рабочем диапазоне.

4 ПРОЕКТИРОВАНИЯ МОТОР-ШПИНДЕЛЯ

4.1. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ МОТОР-ШПИНДЕЛЯ

Расчет производим по методике, изложенной в [16].

Исходные данные:

- Мощность электрическая $P_2 = 11 \text{ кВт}$;
- Потребляемое напряжение $U = 220 / 380 \text{ В}$;
- Число пар полюсов $2p = 4$;
- Конструктивное исполнение – *IM1001*;
- Исполнение по способу защиты – *IP44*;
- Способ охлаждения – *IC0141*;
- Климатическое исполнение и категория размещения – *У3*;
- Класс нагревостойкости изоляции *F*.

Выбор главных размеров.

Принимаем ближайшее стандартное значение: $D_a = 0,285 \text{ м}$ - внешний диаметр статора мотор-шпинделя.

Внутренний диаметр статора

$$D = k_D D_a = 0,65 \cdot 0,285 = 0,1852 \text{ м}.$$

где k_D - коэффициент, характеризующий отношение внутренних и внешних диаметров сердечников статоров электрошпинделя при различных числах полюсов.

Принимаем $k_D = 0,67$.

$$\text{Полюсное деление: } \tau = \frac{\pi \cdot D}{2p} = \frac{3,14 \cdot 0,185}{4} = 0,145 \text{ м}$$

Расчетная мощность:

$$P' = P_2 \frac{k_E}{\eta \cos \phi} = \frac{11 \cdot 10^3 \cdot 0,98}{0,87 \cdot 0,87} = 14242 \text{ В} \cdot \text{А} \approx 14250 \text{ В} \cdot \text{А}$$

где P_2 - мощность на валу двигателя, Вт;

k_E - отношение ЭДС обмотки статора к номинальному напряжению.

Принимаем $k_E = 0,98$.

$\eta = 0,87, \cos \varphi = 0,87$.

Электромагнитные нагрузки выбираем предварительно

$$A = 32 \cdot 10^3 \text{ А/м} ; B_\delta = 0,76 \text{ Тл}.$$

Обмоточный коэффициент (предварительно для однослойной обмотки)

$$k_{OB1} = 0,95.$$

Расчетная длина магнитопровода:

$$l_\sigma = \frac{P'}{k_B \cdot D^2 \cdot \Omega \cdot k_{OB1} \cdot AB_\delta} = \frac{14250}{1,11 \cdot 0,185^2 \cdot 157 \cdot 0,95 \cdot 32 \cdot 10^3 \cdot 0,76} = 0,103 \approx 0,10 \text{ м}.$$

где k_B - коэффициент формы поля в мотор-шпинделе, $k_B = \frac{\pi}{(2\sqrt{2})} = 1,11$;

Ω - синхронная угловая частота двигателя, рад/с, рассчитывается по формуле:

$$\Omega = 2\pi \cdot \frac{f_1}{p} = 2 \cdot 3,14 \cdot \frac{50}{2} = 157 \text{ рад/с}$$

где f_1 - частота питания, Гц.

Критерии правильности выбора главных размеров D, l_δ служит отношение $\lambda = l_\delta / \tau = 0,10 / 0,145 = 0,69$. Значение $\lambda = 0,69$ находится в допустимых пределах.

На этом этапе выбор главных размеров заканчивается. В результате проделанных вычислений получены значения внутреннего диаметра статора D , внешнего диаметра статора D_a , расчетной длины магнитопровода l_δ и полюсного деления τ .

Определение числа пазов статора Z_1 , числа витков в фазе обмотки статора w_1 и площади поперечного сечения провода обмотки статора.

Предварительное зубцовое деление tz_1 : $tz_{1\max} = 15 \text{ мм}$; $tz_{1\min} = 12 \text{ мм}$;

Возможность числа пазов статора, соответствующих выбранному диапа-

зону tz_1 определяем по формулам:

$$Z_{1\min} = \frac{\pi \cdot D}{t_{Z1\max}} = \frac{3,14 \cdot 0,185}{15} = 39;$$

$$Z_{1\max} = \frac{\pi \cdot D}{t_{Z1\min}} = \frac{3,14 \cdot 0,185}{12} = 48;$$

Принимаем число пазов статора $Z_1 = 48$, тогда
 $q_1 = Z_1 / (2pm) = 48 / (4 \cdot 3) = 4$; Обмотка однослойная.

Зубцовое деление статора:

$$tz_1 = \frac{\pi \cdot D}{(2pmq)} = \frac{3,14 \cdot 0,185}{(4 \cdot 3 \cdot 4)} = 12,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Число эффективных проводников в пазу, при условии, что параллельные ветви в обмотке отсутствуют ($a = 1$):

$$u'_\Pi = \frac{\pi \cdot D \cdot A}{I_{1НОМ} \cdot Z_1} = \frac{3,14 \cdot 0,185 \cdot 32 \cdot 10^3}{22,02 \cdot 48} = 17,6$$

где A - принятое ранее значение нагрузки;

$I_{1НОМ}$ - номинальный ток обмотки статора:

$$I_{1НОМ} = \frac{P_2}{m \cdot U_{1НОМ} \cdot \cos\varphi \cdot \eta} = \frac{11 \cdot 10^3}{3 \cdot 220 \cdot 0,87 \cdot 0,87} = 22,02 \text{ А}$$

Принимаем $a = 1$, тогда число эффективных проводников:
 $u_\Pi = a \cdot u'_\Pi = 1 \cdot 17,6 = 17,6$. Принимаем $u_\Pi = 18$.

Окончательное число витков в фазе обмотки:

$$w_1 = \frac{u_\Pi \cdot Z_1}{2 \cdot am} = \frac{18 \cdot 48}{2 \cdot 1 \cdot 3} = 144$$

Окончательно значения:

- линейная нагрузка:

$$A = \frac{2 \cdot I_{1НОМ} \cdot w_1 \cdot m}{\pi D} = \frac{2 \cdot 22,02 \cdot 144 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,185} = 32,8 \cdot 10^3 \text{ А/м}.$$

- магнитный поток:

$$\Phi = \frac{k_E \cdot U_{1НОМ}}{4k_B \cdot w_1 \cdot k_{об1} \cdot f_1} = \frac{0,98 \cdot 220}{4 \cdot 1,11 \cdot 144 \cdot 0,958 \cdot 50} = 7 \cdot 10^{-3} \text{ Вб}$$

где k_E - отношение ЭДС обмотки статора к номинальному напряжению, при $D_a = 0,285$ принимаем $k_E = 0,98$.

Для однослойной обмотки с $q = 4$. $k_{OB1} = k_{p1} = 0,958$.

Определение индукции в воздушном зазоре:

$$B_\delta = \frac{p \cdot \Phi}{D \cdot l_\delta} = \frac{2 \cdot 7 \cdot 10^{-3}}{0,185 \cdot 0,1} = 0,756 \text{ Тл}$$

Значения A и B_δ находятся в допустимых пределах.

Плотность тока в обмотке статора (предварительно):

$$J_1 = \frac{AJ_1}{A} = \frac{182 \cdot 10^9}{32,8 \cdot 10^3} = 5,548 \cdot 10^6 \text{ А/м}^2.$$

где $AJ_1 = 182 \cdot 10^9$ - произведение линейной нагрузки на плотность тока.

Площадь поперечного сечения эффективного проводника (предварительно), $a = 1$.

$$q_{\text{ЭФ}} = \frac{I_{1\text{НОМ}}}{a \cdot J_1} = \frac{22,02}{1 \cdot 5,548 \cdot 10^6} = 3,969 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 3,97 \text{ мм}^2.$$

Сечение эффективного проводника (окончательно): принимаем $n_{\text{ЭЛ}} = 3$ - число элементарных проводников, тогда $q_{\text{ЭЛ}} = q_{\text{ЭФ}} / n_{\text{ЭЛ}} = 3,97 / 3 = 1,32 \text{ мм}^2$. Принимаем обмоточный провод марки ПЭТВ: $d_{\text{ЭЛ}} = 1,32 \text{ мм}$; $q_{\text{Э.СР}} = 1,368 \text{ мм}^2$; $q_{\text{Э.СР}} = n_{\text{ЭЛ}} \cdot q_{\text{Э.СР}} = 3 \cdot 1,368 = 2,1 \text{ мм}^2$.

После окончательного выбора $q_{\text{ЭЛ}}$, $n_{\text{ЭЛ}}$ и a следует уточнить плотность тока в обмотке статора по формуле:

$$J_1 = \frac{I_{1\text{НОМ}}}{a \cdot q_{\text{ЭЛ}} \cdot n_{\text{ЭЛ}}} = \frac{22,02}{1 \cdot 1,368 \cdot 3} = 5,36 \text{ А/мм}^2.$$

Расчет размеров зубцовой зоны статора и воздушного зазора.

Принимаем предварительно $B_{Z1} = 1,7 \text{ Тл}$; $B_a = 1,5 \text{ Тл}$, - допустимые значения индукции соответственно на зубцах статора при постоянном сечении и ярме статора. Тогда ширина зубца:

$$b_{Z1} = \frac{B_\delta \cdot t_{Z1} \cdot l_\delta}{B_{Z1} \cdot l_{CT1} \cdot k_C} = \frac{0,756 \cdot 12,1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,10}{1,7 \cdot 0,10 \cdot 0,97} = 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 5,5 \text{ мм}$$

где $l_{CT1} = l_{\delta}$ - длина стали сердечника;

$k_C = 0,97$ - коэффициент заполнения сталью магнитопровода статора и ротора.

По выбранным значениям индукции определяют высоту ярма статора:

$$h_a = \frac{\Phi}{2B_a \cdot l_{CT} \cdot K_C} = \frac{7 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 1,5 \cdot 0,1 \cdot 0,97} = 33,3 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 33,3 \text{ мм}.$$

Размеры паза в штампе. Высота шлица паза h_{III} лежит в пределах от 0,5 до 1 мм, в зависимости от мощности двигателя. Принимаем $h_{III} = 1 \text{ мм}$. Ширина шлица паза в статорах принимается равной: $b_{III} = 3,7 \text{ мм}$. Угол наклона грани клиновой части в трапецевидальных пазах принимаем $\beta = 45^\circ$.

$$h_{II} = \frac{D_a - D}{2} - h_a = \frac{0,285 - 0,185}{2} - 0,0333 = 0,0167 \text{ м} = 16,7 \text{ мм};$$

Размер b_1 определяется в зависимости от угла β , при $\beta = 45^\circ$:

$$b_1 = \frac{\pi(D + 2h_{III} - b_{III}) - Z_1 b_{Z1}}{Z_1 - \pi} = \frac{3,14 \cdot (185 + 2 \cdot 1 - 3,7) - 48 \cdot 5,5}{48 - 3,14} = 6,945 \approx 7 \text{ мм};$$

$$b_2 = \frac{\pi(D + 2h_{II})}{Z_1} - b_{Z1} = \frac{3,14 \cdot (185 + 2 \cdot 16,7)}{48} - 5,5 = 8,78 \approx 9 \text{ мм}^2.$$

Высота клиновой части паза:

$$h_{ПК} = h_{II} - \left(h_{III} + \frac{b_1 - b_{III}}{2} \right) = 16,7 - \left(1 + \frac{7 - 3,7}{2} \right) = 14,05 \approx 14,1 \text{ мм}.$$

Размеры паза в свету с учетом припуска на сборку:

$$b'_1 = b_1 - \Delta b_{II} = 7 - 0,2 = 6,8 \text{ мм};$$

$$b'_2 = b_2 - \Delta b_{II} = 9 - 0,2 = 8,8 \text{ мм};$$

$$h'_{ПК} = h_{ПК} - \Delta h_{II} = 14,1 - 0,2 = 13,9 \text{ мм}.$$

где $\Delta b_{II} = 0,2$, $\Delta h_{II} = 0,2$.

Площадь поперечного сечения паза для размещения проводников обмотки:

$$S'_{II} = \frac{b'_1 + b'_2}{2} \cdot h'_{ПК} - (S_{из} + S_{пр}) = \frac{6,8 + 8,8}{2} \cdot 13,9 - 19,76 = 88,66 \text{ мм}^2.$$

Площадь поперечного сечения прокладок $S_{пр} = 0$; площадь поперечного

сечения корпусной изоляции в пазу:

$$S_{ИЗ} = b_{ИЗ} \cdot (2 \cdot h_{II} + b_1 + b_2) = 0,4 \cdot (2 \cdot 16,7 + 7 + 9) = 19,76 \text{ мм}^2$$

Где односторонняя толщина в пазу $b_{ИЗ} = 0,4 \text{ мм}$.

Коэффициент заполнения паза:

$$k_3 = \frac{d_{ИЗ}^2 \cdot u_{II} \cdot n_{ЭЛ}}{S'_{II}} = \frac{1,405^2 \cdot 11 \cdot 3}{88,66} = 0,73$$

где $d_{ИЗ}$ - среднее значение диаметра изолированного провода;

$u_{II} = 11$ - число элементарных проводников;

Полученное значение k_3 допустимо для механизированной укладки обмотки.

Расчет ротора.

Воздушный зазор: $\delta = 0,45 \text{ мм}$.

Число пазов ротора: $Z_2 = 38$.

Внешний диаметр ротора: $D_2 = D - 2\delta = 0,185 - 2 \cdot 0,45 \cdot 10^{-3} = 0,1841 \text{ м}$.

Длина магнитопровода ротора: $l_2 = l_1 = 0,1 \text{ м}$.

Зубцовое деление ротора: $t_{Z2} = \frac{\pi \cdot D_2}{Z_2} = \frac{3,14 \cdot 0,1841}{38} = 0,0152 \text{ м} = 15,2 \text{ мм}$.

Внутренний диаметр сердечника ротора при непосредственной посадке на вал равен диаметру вала и может быть определен по формуле:

$$D_J = D_B = k_B \cdot D_a = 0,23 \cdot 0,285 = 0,065 \text{ м} = 65 \text{ мм}.$$

где $k_B = 0,23$ коэффициент выбирается по таблице 9.19.

Значение тока в обмотке фазного ротора:

$$I_2 = k_i \cdot I_1 \cdot v_i = 0,896 \cdot 22,02 \cdot 17,244 = 340 \text{ А},$$

где k_i - коэффициент, учитывающий влияние тока намагничивания на отношение I_1 / I_2 . Его значение рассчитывается в зависимости от нормального $\cos\varphi$ которым задавались в начале расчета.

$$k_i = 0,2 + 0,8 \cdot \cos\varphi = 0,2 + 0,8 \cdot 0,87 = 0,896.$$

v_i - коэффициент приведения токов:

$$v_1 = \frac{2m_1 \cdot w_1 \cdot k_{OB1}}{Z_2 \cdot k_{CK}} = \frac{2 \cdot 3 \cdot 114 \cdot 0,958}{38 \cdot 1} = 17,244$$

где k_{CK} - коэффициент скоса, учитывающий уменьшение ЭДС обмотки при скошенных пазах ротора. Паза ротора выполняются без скоса, поэтому принимаем $k_{CK} = 1$.

Площадь поперечного сечения стержня (предварительно):

$$q_{II} = \frac{I_2}{J_2} = \frac{340}{(2,7 \cdot 10^6)} = 125,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 125,9 \text{ мм}^2.$$

где $J_2 = 2,7 \cdot 10^6 \text{ А/м}^2$ - плотность тока в стержне литейной клетки.

Определяем паз ротора: $b_{III} = 1,5 \text{ мм}$; $h_{III} = 0,7 \text{ мм}$; $h'_{III} = 0,3 \text{ мм}$.

Допустимая ширина зубца:

$$b_{Z2\text{доп}} = \frac{B_\delta \cdot t_{Z2} \cdot l_\delta}{B_{Z2} \cdot l_{CT2} \cdot k_c} = \frac{0,756 \cdot 15,2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,10}{1,7 \cdot 0,10 \cdot 0,97} = 6,96 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 7 \text{ мм}$$

Размеры паза:

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{\pi \cdot (D_2 - 2h_{III} - 2h'_{III}) - Z_2 \cdot b_{Z2}}{\pi + Z_2} = \\ &= \frac{3,14 \cdot (184 - 2 \cdot 0,7 - 2 \cdot 0,3) - 38 \cdot 7}{3,14 + 38} = 7,42 \text{ мм} \end{aligned}$$

$$b_2 = \sqrt{\frac{b_1^2 \cdot \left(\frac{Z_2}{\pi} + \frac{\pi}{2}\right) - 4q_c}{\frac{Z_2}{\pi} - \frac{\pi}{2}}} = \sqrt{\frac{7,42^2 \cdot \left(\frac{38}{3,14} + \frac{3,14}{2}\right) - 4 \cdot 125,9}{\frac{38}{3,14} - \frac{3,14}{2}}} = 4,82 \text{ мм}$$

$$h_1 = (b_1 - b_2) \frac{Z_2}{2\pi} = (7,42 - 4,82) \cdot \frac{38}{2 \cdot 3,14} = 15,73 \approx 15,7 \text{ мм}.$$

Уточняем ширину зубцов ротора:

$$\begin{aligned} b'_{Z2} &= \pi \frac{D_2 - 2(h_{II} + h'_{III})b_1}{Z_2} - b_1 = \\ &= 3,14 \cdot \frac{184 - 2 \cdot (0,7 + 0,3) \cdot 7,42}{38} - 7,42 = 6,558 \approx 6,6 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$b''_{Z2} = \pi \frac{D_2 - 2h_{II} + b_2}{Z_2} - b_2 = 3,14 \cdot \frac{184 - 2 \cdot 22,822 + 4,82}{38} - 4,82 = 6,9 \text{ мм}$$

$$b'_{z2} = b''_{z2} \approx 6,9 \text{ мм.}$$

Принимаем: $b_1 = 7,4 \text{ мм}$; $b_2 = 4,8 \text{ мм}$; $h_1 = 15,7 \text{ мм}$.

Полная высота паза:

$$h_{П2} = h'_{ш} + h_{ш} + \frac{b_1}{2} + h_1 + \frac{b_2}{2} = 0,3 + 0,7 + \frac{7,4}{2} + 15,7 + \frac{4,8}{2} = 22,8 \text{ мм}$$

Площадь поперечного сечения стержня:

$$\begin{aligned} q_C &= \frac{\pi}{8} \cdot (b_1^2 + b_2^2) + \frac{1}{2} \cdot (b_1 + b_2) \cdot h_1 = \\ &= \frac{3,14}{8} \cdot (7,4^2 + 4,8^2) + \frac{1}{2} \cdot (7,4 + 4,8) \cdot 15,7 = 126,3 \approx 126 \text{ мм}^2 \end{aligned}$$

Плотность тока в стержне:

$$J_2 = \frac{I_2}{q_C} = \frac{340}{126 \cdot 10^{-6}} = 2,7 \cdot 10^6 \text{ А/м.}$$

Короткозамыкающие кольца. Определяем площадь поперечного сечения кольца:

$$q_{KL} = \frac{I_{KL}}{J_{KL}} = \frac{1033}{2,3 \cdot 10^6} = 450 \text{ мм}^2.$$

Определяем токи в кольце:

$$I_{KL} = \frac{I_2}{\Delta} = \frac{340}{0,329} = 1033 \text{ А.}$$

где $\Delta = 2 \sin \cdot \frac{\alpha_Z}{2} = 2 \sin \cdot \frac{\pi \cdot \rho}{Z_2} = 2 \sin \cdot \frac{3,14 \cdot 2}{38} = 0,329;$

$J_{KL} = 0,85 \cdot J_2 = 0,85 \cdot 2,7 \cdot 10^6 = 2,3 \cdot 10^6 \text{ А/м}^2$. - плотность тока в замыкающих кольцах.

Размеры короткозамыкающих колец:

$$h_{KL} = 1,25 \cdot h_{П2} = 1,25 \cdot 22,8 = 29 \text{ мм}; \text{ - высота сечения кольца};$$

$$b_{KL} = \frac{q_{KL}}{h_{KL}} = \frac{450}{29} = 16 \text{ мм}; \text{ - ширина замыкающих колец};$$

$q_{KL} = h_{KL} \cdot b_{KL} = 29 \cdot 16 = 464 \text{ мм}^2$; - расчетное сечение замыкающих колец;

$D_{K.CP} = D_2 - h_{KL} = 184 - 29 = 155 \text{ мм.}$ - средний диаметр замыкающих колец.

Параметры рабочего режима. Активное сопротивление обмотки статора:

$$r_1 = k_R \cdot \rho_{115} \frac{L_1}{q_{\Phi} \cdot a} = \frac{1 \cdot 10^{-6} \cdot 74,1}{41 \cdot 3,97 \cdot 10^{-6} \cdot 1} = 0,455 \text{ Ом.}$$

где $q_{\Phi} = 3,969 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ - площадь поперечного сечения эффективного проводника;

$a = 1$ - число параллельных ветвей обмотки;

k_R - коэффициент увеличения активного сопротивления фазы обмотки от действия эффекта вытеснения тока; Принимаем $k_R = 1$.

Общая длина проводников фазы обмотки:

$$L_1 = l_{CP1} \cdot w_1 = 0,65 \cdot 114 = 74,1 \text{ м};$$

где $w = 114$ - число витков фазы.

Средняя длина витка:

$$l_{CP1} = 2 \cdot (l_{\Pi 1} + l_{Л1}) = 2 \cdot (0,1 + 0,225) = 0,65 \text{ м};$$

длина пазовой части: $l_{\Pi 1} = l_1 = 0,10 \text{ м};$

длина лобовой части: $l_{Л1} = K_{Л} \cdot b_{КТ} + 2B = 1,3 \cdot 0,158 + 2 \cdot 0,01 = 0,225 \text{ м};$

где $B = 0,01 \text{ м};$ - для насыпной обмотки;

$$K_{Л} = 1,3;$$

Средняя ширина катушки:

$$b_{КТ} = \frac{\pi \cdot (D + h_{\Pi 1})}{2p} \cdot \beta = \frac{3,14 \cdot (0,185 + 0,0167)}{4} \cdot 1 = 0,158 \text{ м.}$$

где $\beta = 1$ - укорочение шага обмотки статора.

Длина вылета лобовой части катушки:

$$l_{в\text{ыл}} = k_{в\text{ыл}} \cdot b_{КТ} + B = 0,4 \cdot 0,158 + 0,01 = 0,0732 \text{ м} = 73,2 \text{ мм};$$

где $k_{в\text{ыл}} = 0,4$.

Относительное значение r_1 :

$$r_l = r_1 \cdot \frac{I_{1HOM}}{U_{1HOM}} = 0,455 \cdot \frac{22,02}{220} = 0,046.$$

Активное сопротивление фазы алюминиевой обмотки ротора:

$$r_2 = r_C + \frac{2r_{KL}}{\Delta^2} = 38,71 \cdot 10^{-6} + \frac{2 \cdot 1,4 \cdot 10^{-6}}{0,329^2} = 64,58 \cdot 10^{-6} \text{ Ом};$$

Сопротивление стержня:

$$r_C = \rho_{115} \cdot \frac{l_2}{q_C} \cdot k_r = \frac{10^{-6} \cdot 0,10}{20,5 \cdot 126 \cdot 10^{-6}} = 38,71 \cdot 10^{-6} \text{ Ом};$$

где $k_r = 1$ - коэффициент увеличения активного сопротивления стержня от действия эффекта вытеснения тока;

q_C - сечение стержня;

для литой алюминиевой обмотки ротора: $\rho_{115} = \frac{10^{-6}}{20,5} \text{ Ом} \cdot \text{м};$

Сопротивление участка замыкающего кольца, заключенного между двумя соседними стержнями:

$$r_{KL} = \rho_{115} \cdot \frac{\pi \cdot D_{KL.CP}}{Z_2 \cdot q_{KL}} = \frac{10^{-6} \cdot 3,14 \cdot 0,155}{20,5 \cdot 38 \cdot 450 \cdot 10^{-6}} = 1,4 \cdot 10^{-6} \text{ Ом}.$$

где $D_{KL.CP}$ - средний диаметр замыкающих колец.

Приводим r_2 к числу витков обмотки статора:

$$r_2' = r_2 \cdot \frac{4m_1 \cdot (w_1 \cdot k_{обл})^2}{Z_2 \cdot k_{СК}^2} = 64,58 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{4 \cdot 3 \cdot (144 \cdot 0,958)^2}{38 \cdot 1^2} = 0,388 \text{ Ом};$$

где $k_{СК} = 1$;

Относительное значение:

$$r_2' = r_2 \cdot \frac{I_{1HOM}}{u_{1HOM}} = 0,388 \cdot \frac{22,02}{220} = 0,039.$$

Тепловой расчет. Превышение температуры внутренней поверхности сердечника статора над температурой воздуха внутри двигателя:

$$\Delta v_{ПОВ1} = K \cdot \frac{P_{Э.П1}' + P_{СТ.ОСН}}{\pi \cdot D l_1 \cdot \alpha_1} = 0,2 \cdot \frac{218 + 235}{3,14 \cdot 0,185 \cdot 0,1 \cdot 110} = 14,17^\circ \text{ C}$$

где K - коэффициент, учитывающий, что часть потерь в сердечнике статора и в

пазовой части обмотки передается через станину непосредственно в окружающую среду, $K = 0,2$;

Электрические потери в обмотке статора в пазовой части:

$$P'_{\Sigma.П1} = k_p \cdot P_{\Sigma1} \cdot \frac{2l_1}{l_{CP1}} = 1,07 \cdot 661 \cdot \frac{2 \cdot 0,1}{0,65} = 218 \text{ Вт},$$

где для $s = s_{НОМ}$

$$P_{\Sigma1} = 3I_1^2 \cdot r_1 \cdot 10^{-3} = 3 \cdot 22,02 \cdot 0,455 \cdot 10^{-3} = 661 \text{ Вт}.$$

Основные потери в стали:

$$h_a = \frac{D_a - D}{2} - h_{П1} = \frac{0,285 - 0,185}{2} - 16,7 \cdot 10^{-3} = 33 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

Потери в стали основные:

$$\begin{aligned} P_{СТ.ОСН} &= P_{1,0/50} \left(\frac{f_1}{50} \right)^{\beta} (k_{ДА} B_a^2 m_a + k_{ДЗ} B_{Z1}^2 m_{Z1}) = \\ &= 2,5 \cdot (1,6 \cdot 1,5^2 \cdot 20 + 1,8 \cdot 1,7^2 \cdot 4,23) = 235 \text{ Вт} \end{aligned}$$

$P_{1,0/50} = 2,5 \text{ Вт/кг}$ - удельные потери для стали 2013 по табл. 9.28;

$B_a = 1,5 \text{ Тл}$ - индукция в ярме статора.

$B_{Z1} = 1,7 \text{ Тл}$ - индукция в зубцах статора.

Масса стали ярма:

$$\begin{aligned} m_a &= \pi \cdot (D_a - h_a) h_a \cdot l_{СТ1} \cdot k_{C1} \cdot \gamma_{C1} = \\ &= 3,14 \cdot (0,285 - 0,033) \cdot 0,033 \cdot 0,1 \cdot 0,97 \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 20 \text{ кг}; \end{aligned}$$

Масса стали зубцов статора:

$$\begin{aligned} m_{Z1} &= h_{Z1} \cdot b_{Z1CP} \cdot Z_1 \cdot l_{СТ1} \cdot k_{C1} \cdot \gamma_c = \\ &= 21,2 \cdot 10^{-3} \cdot 5,5 \cdot 10^{-3} \cdot 48 \cdot 0,1 \cdot 0,97 \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 4,23 \text{ кг}; \end{aligned}$$

$\gamma_c = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ - удельная масса стали.

Принимаем $k_{ДА} = 1,6$; $k_{ДЗ} = 1,8$.

Перепад температуры в изоляции пазовой части обмотки статора:

$$\Delta v_{ИЗ.П1} = \frac{P'_{Э.П1}}{Z_1 \cdot \Pi_{П1} \cdot l_1} \left(\frac{b_{ИЗ.П1}}{\lambda_{ЭКВ}} + \frac{b_1 + b_2}{16 \cdot \lambda'_{ЭКВ}} \right) =$$

$$= \frac{218}{48 \cdot 0,044 \cdot 0,1} \cdot \left(\frac{0,4}{0,16} + \frac{7+9}{16 \cdot 1,2} \right) \cdot 10^{-3} = 3,44^{\circ} C$$

где расчетный периметр поперечного сечения паза статора:

$$\Pi_{П1} = 2h_{ПК} + b_1 + b_2 = 2 \cdot 14,1 + 7 + 9 = 44,2 = 0,044 м;$$

$b_{ИЗ.П1} = 0,4$ - односторонняя толщина изоляции в пазу.

Для изоляции класса нагревостойкости F: $\lambda_{ЭКВ} = 0,16 Вт/(м \cdot ^{\circ} C)$ - средняя эквивалентная теплопроводность пазовой изоляции.

$\lambda'_{ЭКВ}$ - среднее значение коэффициента теплопроводности внутренней изоляции катушки выпннй обмотки из эмалированных проводников с учетом неплотности прилегания проводников друг к другу.

$$\frac{d}{d_{ИЗ}} = \frac{1,32}{1,405} = 0,939, \lambda'_{ЭКВ} = 1,2 Вт/(м^2 \cdot ^{\circ} C).$$

Перепад температуры по толщине изоляции лобовых частей:

$$\Delta v_{ИЗ.Л1} = \frac{P'_{Э.Л1}}{2Z_1 \cdot \Pi_{Л1} \cdot l_{Л1}} \left(\frac{b_{ИЗ.Л1}}{\lambda_{ЭКВ}} + \frac{h_{Л1}}{12\lambda'_{ЭКВ}} \right) =$$

$$= \frac{490}{2 \cdot 48 \cdot 0,044 \cdot 0,225} \cdot \left(\frac{0,05}{0,16} + \frac{14,1}{12 \cdot 1,2} \right) \cdot 10^{-3} = 0,66^{\circ} C$$

Электрические потери в обмотке статора в лобовых частях катушки:

$$P'_{Э.Л1} = k_p \cdot P_{э1} \cdot \frac{2l_{Л1}}{l_{СП1}} = 1,07 \cdot 661 \cdot \frac{2 \cdot 0,225}{0,65} = 490 Вт;$$

$\Pi_{Л1} = \Pi_{П1} = 0,044 м$ - периметр угловой поверхности охлаждения лобовой части одной катушки;

$b_{ИЗ.Л1МАХ} = 0,05 м$ - односторонняя толщина изоляции лобовой части катушки;

Превышение температуры наружной поверхности лобовых частей над температурой воздуха внутри двигателя:

$$\Delta v_{\text{ПОВ.Л1}} = \frac{K \cdot P'_{\text{Э.Л1}}}{2\pi \cdot D \cdot l_{\text{ВЫП}} \cdot \alpha_1} = \frac{0,2 \cdot 490}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,185 \cdot 73,2 \cdot 10^{-3} \cdot 110} = 10,47^\circ \text{C}.$$

Среднее превышение температуры обмотки статора над температурой воздуха внутри двигателя:

$$\begin{aligned} \Delta v'_1 &= \frac{(\Delta v_{\text{ПОВ1}} + \Delta v_{\text{ИЗ.Л1}}) \cdot 2l_1 + (\Delta v_{\text{ИЗЛ1}} + \Delta v_{\text{ПОВ.Л1}}) \cdot 2l_1}{l_{\text{СП1}}} = \\ &= \frac{(14,17 + 3,44) \cdot 2 \cdot 0,1 + (0,66 + 10,47) \cdot 2 \cdot 0,1}{0,65} = 9^\circ \text{C} \end{aligned}$$

Превышение температуры воздуха внутри двигателя над температурой окружающей среды:

$$\Delta v_B = \frac{\Sigma P'_B}{s_{\text{КОР}} \cdot \alpha_B} = \frac{1238}{0,85 \cdot 20} = 77,3^\circ \text{C};$$

Сумма потерь, отводимых в воздух внутри двигателя:

$$\begin{aligned} \Sigma P'_B &= \Sigma P' - (1 - K) \cdot (P'_{\text{Э.Л1}} + P_{\text{СТ.ОСН}}) - 0,9 P_{\text{МЕХ}} = \\ &= 1800 - (1 - 0,2) \cdot (218 + 235) - 0,9 \cdot 222 = 1238 \text{ Вт} \end{aligned}$$

где $\Sigma P'$ по формуле:

$$\Sigma P' = \Sigma P + (k_p - 1) \cdot (P_{\text{Э1}} + P_{\text{Э2}}) = 1780 + (1,07 - 1) \cdot (661 - 385) = 1800 \text{ Вт};$$

$P_{\text{Э1}} = 661 \text{ Вт}$ - потери в фазах обмотки статора;

$P_{\text{Э2}} = 385 \text{ Вт}$ - потери в обмотке короткозамкнутого ротора;

$P_{\text{МЕХ}} = 222 \text{ Вт}$ - механические потери;

Сумма всех потерь в двигателе при нормальном режиме и расчетной температуре:

$\Sigma P = 1780 \text{ Вт}$ для $s = s_{\text{НОМ}}$ по формуле:

$$\begin{aligned} s_{\text{КОР}} &= (\pi \cdot D_a + 8P_p) \cdot (l_1 + 2l_{\text{ВЫП1}}) = \\ &= (3,14 \cdot 0,285 + 8 \cdot 0,32) \cdot (0,1 + 2 \cdot 0,0732) = 0,85 \text{ м}^2, \end{aligned}$$

где $P_p = 0,32 \text{ м}$; $\alpha_B = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C})$ для $D_a = 0,285 \text{ м}$.

Среднее превышение температуры обмотки статора над температурой окружающей среды:

$$\Delta v_1 = \Delta v'_1 + \Delta v_B = 9 + 77,3 = 86,3^\circ \text{C}.$$

Проверка условий охлаждения двигателя. Требуемый для охлаждения

расход воздуха:

$$Q_B = \frac{k_m \cdot \Sigma P'_B}{1100 \cdot \Delta v_B} = \frac{5,16 \cdot 1800}{1100 \cdot 77,3} = 0,10 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Коэффициент, учитывающий изменение условий охлаждения по длине поверхности корпуса, обдуваемого наружным вентилятором:

$$k_m = m' \sqrt{\frac{n}{100} D_a} = 2,5 \cdot \sqrt{\frac{1500}{100} \cdot 0,285} = 5,16;$$

где $m' = 2,5$ - коэффициент для двигателей с $2p \geq 4$ при $h \geq 160 \text{ мм}$.

Расход воздуха, обеспечиваемый наружным вентилятором:

$$\theta'_B = 0,6 D_a^3 \frac{n}{100} = 0,6 \cdot 0,285^3 \cdot \frac{1500}{100} = 0,20 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Нагрев частей двигателя находится в допустимых пределах. Вентилятор обеспечивает необходимый расход воздуха.

Спроектированный двигатель отвечает поставленным в техническом задании требованиям.

Исходя из конструктивных соображений, принимаем следующие параметры двигателя:

- $D_a = 0,142 \text{ мм}$ - внешний диаметр статора электрошпинделя;
- $D = 0,09 \text{ мм}$ - внутренний диаметр статора;
- $l_\sigma = 200 \text{ мм}$ - длина магнитопровода;
- $D_2 = 0,091 \text{ мм}$ - внешний диаметр ротора;
- $D_J = 65 \text{ мм}$ - внутренний диаметр сердечника ротора при непосредственной посадке на вал равен диаметру вала.

4.2 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МОТОР-ШПИНДЕЛЯ

Исходные данные: материал: сталь 40X; предел частот вращения шпинделя от 80 до 8000 об/мин. $M_k = 1312,46 \text{ Н} \cdot \text{м}$. $P_{рез} = 5520 \text{ Н}$.

Расчетная схема приведена на рисунке 4.1

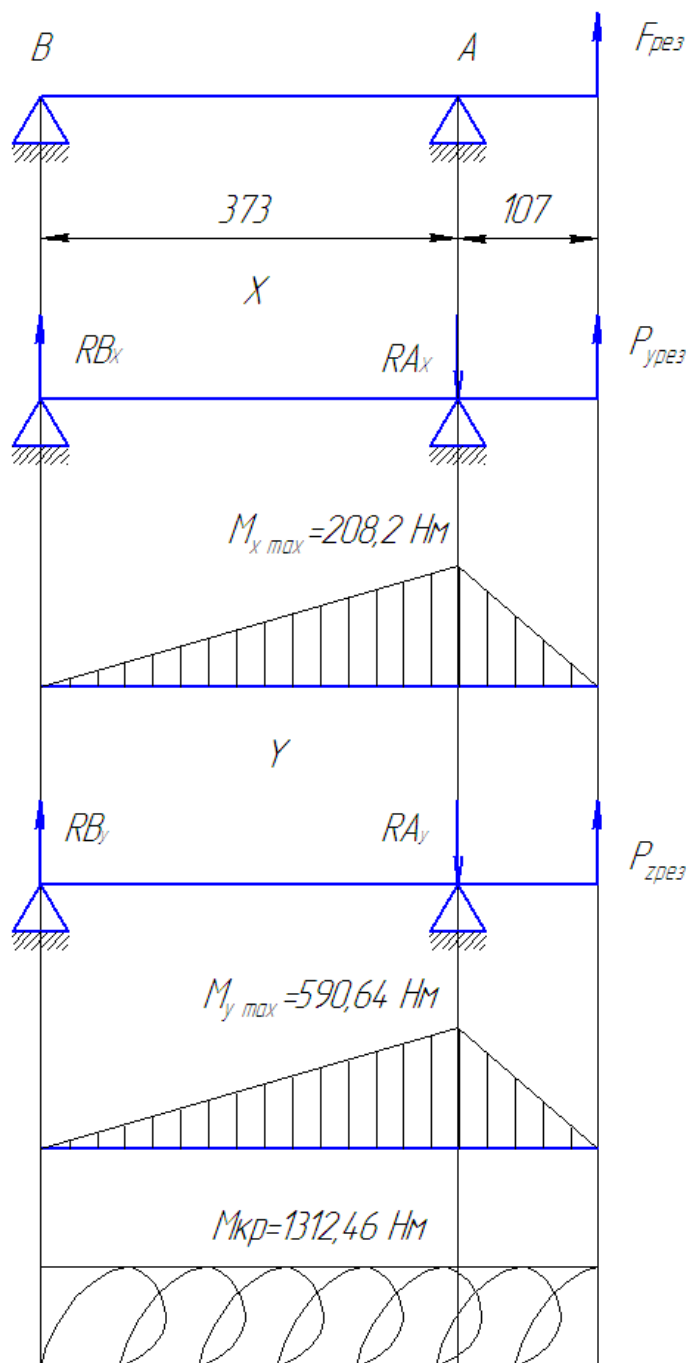


Рисунок 4.1. Расчетная схема шпинделя

Диаметр подшипника первой опоры $d_1 = 65 \text{ мм}$, $D_1 = 120 \text{ мм}$, диаметр подшипника второй опоры $d_2 = 40 \text{ мм}$, $D_2 = 90 \text{ мм}$. Сила резания $P_z = 5520 \text{ Н}$, ее ра-

диальная составляющая $P_y = 1946,2 \text{ H}$.

Рассмотрим плоскость X:

$$\sum M_A : P_{y \text{ пез}} \cdot l_1 - l_2 \cdot R_{BX} = 0;$$

$$R_{BX} = \frac{P_{y \text{ пез}} \cdot l_1}{l_2} = \frac{1946,2 \cdot 0,107}{0,373} = 558,3 \text{ H};$$

$$\sum M_B : (l_1 + l_2) \cdot P_{y \text{ пез}} - l_2 \cdot R_{AX} = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{P_{y \text{ пез}} \cdot (l_1 + l_2)}{l_2} = \frac{1946,2 \cdot (0,107 + 0,373)}{0,373} = 2504,5 \text{ H};$$

$$\text{Проверка: } R_{BX} + P_{y \text{ пез}} - R_{AX} = 0;$$

$$558,3 + 1946,2 - 2504,5 = 0;$$

Уравнения моментов в плоскости X:

$$0 \leq X_1 \leq l_2$$

$$M_{X1} = X_1 \quad R_{BX} = \begin{vmatrix} x_1 = 0 & M_{X1} = 0 \\ x_1 = l_2 & M_{X1} = l_2 \quad R_{BX} \end{vmatrix}$$

$$M_{X1} = 0,107 \cdot 1946,2 = 208,2 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$0 \leq X_2 \leq l_1$$

$$M_{X1} = X_2 \quad P_{y \text{ пез}} = \begin{vmatrix} x_2 = 0 & M_{Y2} = 0 \\ x_2 = l_1 & M_{Y2} = l_2 \quad P_{y \text{ пез}} \end{vmatrix}$$

$$M_{X2} = 0,373 \cdot 558,3 = 208,2 \text{ H} \cdot \text{м};$$

Рассмотрим плоскость Y:

$$\sum M_A : P_{z \text{ пез}} \cdot l_1 - l_2 \cdot R_{BY} = 0;$$

$$R_{BY} = \frac{P_{z \text{ пез}} \cdot l_1}{l_2} = \frac{5520 \cdot 0,107}{0,373} = 1583,5 \text{ H};$$

$$\sum M_B : (l_1 + l_2) \cdot P_{z \text{ пез}} - l_2 \cdot R_{AY} = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{P_{z \text{ пез}} \cdot (l_1 + l_2)}{l_2} = \frac{5520 \cdot (0,107 + 0,373)}{0,373} = 7103,5 \text{ H};$$

$$\text{Проверка: } R_{BY} + P_{z \text{ пез}} - R_{AY} = 0;$$

$$1583,5 + 5520 - 7103,5 = 0;$$

Уравнения моментов в плоскости Y:

$$0 \leq Y_1 \leq l_2$$

$$M_{Y1} = Y_1 \quad R_{BY} = \begin{vmatrix} y_1 = 0 & M_{Y1} = 0 \\ y_1 = l_2 & M_{Y1} = l_2 \quad R_{BY} \end{vmatrix}$$

$$M_{Y1} = 0,107 \cdot 5520 = 590,64 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$0 \leq Y_2 \leq l_1$$

$$M_{Y1} = Y_2 \quad P_{Z \text{ рез}} = \begin{vmatrix} Y_2 = 0 & M_{X2} = 0 \\ Y_2 = l_1 & M_{X2} = l_2 \quad P_{Z \text{ рез}} \end{vmatrix}$$

$$M_{Y2} = 0,373 \cdot 1583,5 = 590,64 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Суммарные моменты:

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

$$M = \sqrt{208,2^2 + 590,64^2} = 626,26 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Максимальный момент в опасном сечении $M_u = 626,26 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Расчет шпинделя на жесткость. На рисунке 4.2 приведена расчетная схема шпинделя.

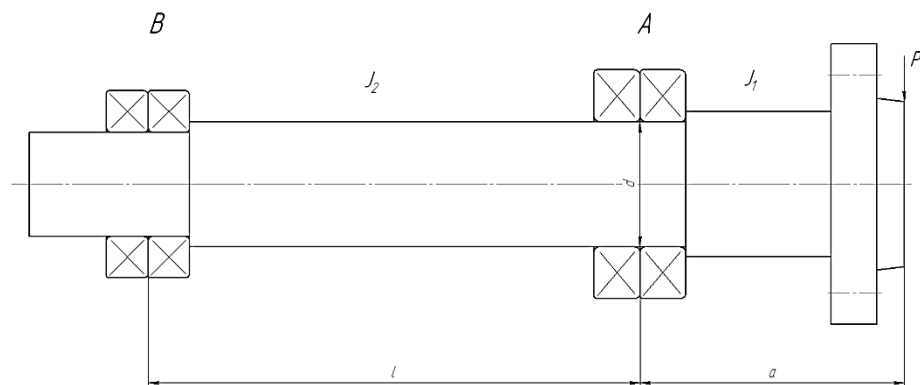


Рисунок 4.2. Расчетная схема шпинделя.

Определение радиально упругого перемещения переднего конца шпинделя без учета защемления по формуле:

$$\delta_{\Sigma} = P_{Y \text{ рез}} \left[\frac{a^3}{3 \cdot E \cdot J_1} + \frac{l \cdot a^2}{3 \cdot E \cdot J_2} + \frac{j_A \cdot a^2 + j_B \cdot (l + a)^2}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} \right];$$

где $P_Y = 1946,2 \text{ Н}$ радиальная сила резания, Н;

J_A, J_B осевые моменты инерции в сечениях A и B, мм^4 ;

j_A, j_B - жесткости в сечениях А и В, Н/мм;

$a=107$ мм, величина консоли;

$b=373$ мм межопорное расстояние;

$\xi=0,8$ коэффициент учитывающий наличие заземляющего момента в передней опоре;

$E=2 \cdot 10^5$ МПа модуль упругости материала шпинделя.

С учетом действия заземляющего момента в передней опоре:

$$\delta_{\Sigma} = P_{\text{рез}} \left\{ \frac{a^3}{3 \cdot E \cdot J_1} + \frac{l \cdot a^2 \cdot (1 - \xi)}{3 \cdot E \cdot J_2} + \frac{j_A \cdot a^2 \cdot (1 - \xi) + j_B \cdot [l + a \cdot (1 - \xi)]^2}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} \right\};$$

Угол поворота сечения шпинделя в передней опоре в радианах:

$$\theta = \frac{P \cdot a \cdot l}{3 \cdot E \cdot J_2};$$

Моменты инерции:

$$J_A = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot 120^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{65}{120} \right)^4 \right] = 0,91 \cdot 10^7 \text{ мм}^4$$

$$J_B = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot 90^4}{64} \cdot \left[1 - \left(\frac{40}{90} \right)^4 \right] = 0,3 \cdot 10^7 \text{ мм}^4$$

Определяем осевую жесткость комплексной опоры:

$$j_A = \frac{F_A}{\delta_A};$$

где F_A - осевая жесткость, Н/мм;

δ_A осевое смещение в подшипнике, мм.

$$F_A = 53 \cdot 10^{-13} \cdot [(D^2 - d^2) \cdot n]^2$$

Где D, d - диаметры колец подшипника, мм; n частота вращения об/мин.

$$F_{A1} = 53 \cdot 10^{-13} \cdot [(120^2 - 65^2) \cdot 8000]^2 = 35117,58 \text{ Н};$$

$$F_{A2} = 53 \cdot 10^{-13} \cdot [(90^2 - 40^2) \cdot 8000]^2 = 14331,2 \text{ Н};$$

$$j_A = \frac{35117,58}{0,06} = 0,58 \cdot 10^6 \text{ Н / мм};$$

$$j_B = \frac{14331,2}{0,06} = 0,24 \cdot 10^6 \text{ Н / мм};$$

Без учета защемления:

$$\delta_{\Sigma} = 1946,2 \left[\frac{107^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,91 \cdot 10^7} + \frac{373 \cdot 107^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,3 \cdot 10^7} + \right. \\ \left. + \frac{0,58 \cdot 10^6 \cdot 107^2 + 0,24 \cdot 10^6 \cdot (373 + 107)^2}{0,58 \cdot 10^6 \cdot 0,24 \cdot 10^6 \cdot 373^2} \right] = 0,011 \text{ мм};$$

$$\delta_{дон} = 0,0001 \cdot l = 0,0001 \cdot 373 = 0,0373 \text{ мм}$$

следовательно $\delta_{\Sigma} < \delta_{дон}$

Условие жесткости выполнено.

С учетом действия защемляющего момента:

$$\delta_{\Sigma} = 1946,2 \left\{ \frac{107^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,91 \cdot 10^7} + \frac{373 \cdot 107^2 \cdot (1 - 0,8)}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,3 \cdot 10^7} + \right. \\ \left. + \frac{0,58 \cdot 10^6 \cdot 107^2 \cdot (1 - 0,8) + 0,24 \cdot 10^6 \cdot [381 + 107 \cdot (1 - 0,8)]^2}{0,58 \cdot 10^6 \cdot 0,24 \cdot 10^6 \cdot 373^2} \right\} = 0,005 \text{ мм};$$

Угол поворота сечения шпинделя в передней опоре в радианах:

$$\theta = \frac{1946,2 \cdot 107 \cdot 373}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,3 \cdot 10^7} = 0,000043; \text{ рад.}$$

4.3 ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МОТОР-ШПИНДЕЛЯ

В качестве объекта исследования выступает мотор-шпиндель, который можно рассматривать как линейную динамическую и стационарную систему управления с одним входом и одним выходом. При этом модель одномерного мотор-шпинделя задана в виде комплексной передаточной функции, записанной как отношение полиномов:

$$W(s) = \frac{b_m s^m + \dots + b_1 s + b_0}{a_n s^n + \dots + a_1 s + a_0};$$

Необходимо:

1. Определить полюса и нули передаточной функции

$$s_j^*, (j = \overline{1, n}), s_j^0, (j = \overline{1, n})$$

2. Записать дифференциальное уравнение, определяющее функционирование мотор-шпинделя.

3. Построить графики переходной и импульсно-переходной функции:

$$h(t), w(t).$$

4. Построить логарифмические частотные характеристики $L(\omega)$.

5. Построить частотный годограф Найквиста $W(i\omega)$, $\omega = [0, \omega]$.

6. Представить исходную систему в виде последовательного соединения типовых звеньев. Построить характеристики этих типовых звеньев.

Рассмотрим систему автоматического управления (мотор-шпиндель), описываемую линейным (линеаризованным) дифференциальным уравнением вида:

$$\begin{aligned} a_n \frac{d^n y(t)}{dt^n} + a_{n-1} \frac{d^{n-1} y(t)}{dt^{n-1}} + \dots + a_1 \frac{dy(t)}{dt} + a_0 y(t) = \\ b_m \frac{d^m u(t)}{dt^m} + b_m \frac{d^{m-1} u(t)}{dt^{m-1}} + \dots + b_1 \frac{du(t)}{dt} + b_0 u(t); \end{aligned} \quad (4.1)$$

где $u(t)$ - входной процесс,

$y(t)$ - выходной процесс,

$a_i, b_j, (i = \overline{0, n}, j = \overline{0, m})$ – постоянные коэффициенты,

$n, m, (n \neq m)$ – постоянные числа.

В операторной форме выражение (4.1) может быть записано –

$$A(D)y(t) = B(D)u(t);$$

здесь D – оператор дифференцирования $\left(D^{def} = \frac{d}{dt} \right)$

Отсюда преобразование “вход-выход” системы

$$\frac{y(t)}{u(t)} = \frac{B(D)}{A(D)} = W(D), \quad (4.2)$$

где $W(D)$ называется операторной передаточной функцией.

Один из способов моделирования систем заключается в представлении преобразования “вход-выход” в виде комплексной передаточной функции:

$$\frac{y(s)}{u(s)} = \frac{B(s)}{A(s)} = W(s), \quad (4.3)$$

которая получается путем применения преобразования Лапласа к (4.2) при начальных нулевых условиях. Здесь s -комплексная переменная. Связь между операторной (4.2) и комплексной (4.3) передаточными функциями можно записать в виде

$$W(s) = W(D) \Big|_{D=s}.$$

Комплексные числа, являющиеся корнями многочлена $B(s)$, называются нулями передаточной функции, а корни многочлена $A(s)$ – полюсами.

Явный вид связи входа и выхода определяется выражением:

$$y(t) = \int_0^t w(\tau) u(t - \tau) d\tau, \quad (4.4)$$

где $w(t)$ - оригинал (т.е. полученный с помощью обратного преобразования Лапласа) комплексной передаточной функции $W(s)$.

Динамические свойства систем характеризуют реакции на входные воздействия специального вида. В частности анализ выхода системы на единичный скачок и ω -функцию (дельта-функцию).

Пусть $u(t) = 1(t)$, то есть на вход системы подается функция Хевисайда (единичный скачок), определяемая

$$1(t) = \begin{cases} 0, & \text{при } t \leq 0, \\ 1, & \text{при } t > 0. \end{cases}$$

График функции Хевисайда приведен на рисунке 4.3. Реакция САУ на единичный скачек называется переходной функцией системы и обозначается $h(t)$.

Если $u(t) = \omega(t)$, то есть на вход системы поступает функция Дирака (ω - функция, импульсная функция на рисунке 4.4) определяемая

$$\sigma(t) = \begin{cases} \infty, & \text{при } t = 0, \\ 0, & \text{при } t \neq 0. \end{cases}$$

то реакция САУ называется импульсной переходной функцией системы и обозначается $w(t)$. Таким образом, оригинал комплексной передаточной функции можно измерить как реакцию систему на импульс.

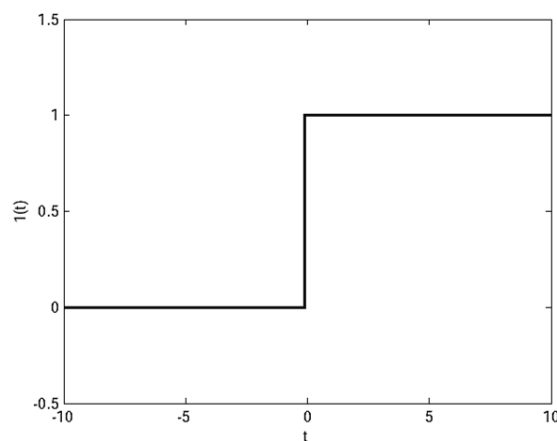


Рисунок 4.3. Функция Хевисайда

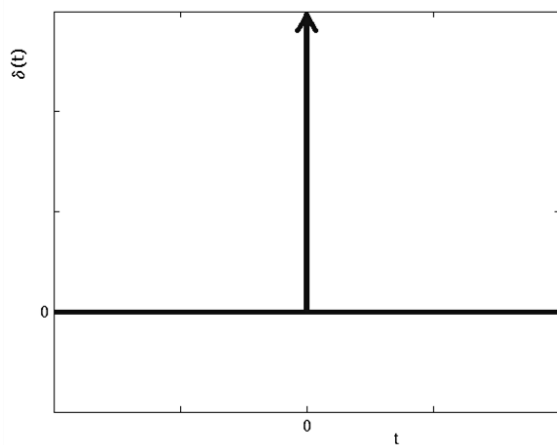


Рисунок 4.4. Функция Дирака

Импульсная и переходная функции системы связаны соотношением (из (4.1)):
$$h(t) = \int_0^2 w(\tau) d\tau.$$

Благодаря широкому применению при исследовании устойчивости динамических систем и проектировании регуляторов получили распространение частотные характеристики.

Пусть на вход системы с передаточной функцией $W(s)$ подается гармонический сигнал

$$u(t) = a_U \cos(\omega \cdot t), t > 0 \quad (4.5)$$

В этих условиях справедлива следующая теорема:

Если звено является устойчивым, то установившаяся реакция $y(t)$ на гармоническое воздействие является функцией той же частоты с амплитудой

$$a_Y = a_U |W(i\omega)|,$$

и относительным сдвигом по фазе

$$\omega = \arg w(i\omega).$$

Таким образом, выход определяется гармонической функцией

$$y(t) = a_u |W(i\omega)| \cos(\omega t + \arg W(i\omega)),$$

где i – комплексная единица ($i^2 = -1$),

$W(i\omega) = W(s)|_{s=i\omega}$ – частотная характеристика.

Частотной характеристикой $W(i\omega)$ стационарной динамической системы называется преобразование Фурье переходной функции:

$$W(i\omega) = F[h(t, \tau)] = \int_0^{\infty} w(t - \tau) e^{-i\omega(t - \tau)} dt,$$

где $w(t - \omega)$ – импульсная переходная функция.

Связь между комплексной передаточной функцией и частотной характеристикой, исходя из свойств преобразований Фурье можно представить в виде соотношения:

$$W(s)|_{s=i\omega} = W(i\omega).$$

При фиксированном значении ω частотная характеристика является комплексным числом, и, следовательно, может быть представлена в виде

$$W(i\omega) = A(\omega)e^{i\psi(\omega)} = U(\omega) + iV(\omega).$$

где $A(\omega) = |W(i\omega)|$ – амплитудно-частотная характеристика (АЧХ);

$\psi(\omega) = \arg W(i\omega)$ – фазово-частотная характеристика (ФЧХ);

$U(\omega) = \operatorname{Re} W(i\omega)$ – вещественная частотная характеристика (ВЧХ);

$V(\omega) = \operatorname{Im} W(i\omega)$ – мнимая частотная характеристика (МЧХ).

Геометрическое место точек $W(i\omega)$ на комплексной плоскости при изменении ω от ω_0 до ω_1 (обычно $\omega_0 = 0$, $\omega_1 = \infty$), называется амплитудно-фазовой характеристикой (АФХ) или частотным годографом Найквиста.

Имеет широкое практическое значение диаграмма Боде (логарифмическая амплитудная характеристика, ЛАХ), которая определяется как $L = 20 \lg A(\omega)$, измеряется в децибелах и строится как функция от $\lg \omega$.

При оценке динамических характеристик трехфазного асинхронного ЭД учитываются только электромеханические переходные процессы. Передаточная функция ЭД по управляющему воздействию при $M_c = 0$ имеет вид

$$W_{(p)} = \frac{\Omega_{(p)}}{U_{(p)}} = \frac{K_D}{1 + T_M p};$$

где $K_D = 2 \frac{\Omega_1 U_B}{1 + \gamma^2}$; – статический коэффициент преобразования, представляющий собой нелинейную функцию управляющего воздействия (в приближенных расчетах K_D считают постоянным).

$\Omega_1 = 2\pi f$ – скорость магнитного поля (величина при неизменной частоте сети постоянная).

$T_M = \frac{J}{|\beta|} = \frac{2J\Omega_1}{M_{II}(1 + \gamma^2)}$ – электромеханическая постоянная времени;

$M_{II} = \frac{U_B^2}{\Omega_1 R_2'}$ – пусковой момент;

$$\Omega_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 50 = 314;$$

$$K_D = 2 \cdot \frac{314 \cdot 220}{1 + 0,25^2} = 130032,9;$$

$$T_M = \frac{2 \cdot 0,037 \cdot 314}{456,03(1 + 0,25^2)} = 0,048;$$

$$M_{II} = 220^2 / (314 \cdot 0,338) = 456,03;$$

Результаты расчета приведены на рисунках 4.5, 4.6, 4.7

На рисунке 4.5 приведен график переходной функции, который показывает, за какое время мотор-шпиндель переходит из одного установившегося состояния в другое. На графике весовой (импульсной) функции (рисунок 4.6) приведено, за какой период происходит затухание амплитуды выходного сигнала, и приближается к нулю.

Величина отрицательной ординаты b_1 представляет собой запас устойчивости по амплитуде, и стремится к бесконечности 10^{-7} . Величина a_1 ординаты ЛФЧХ, соответствующая точке ω_{c1} на ЛАЧХ, характеризует запас устойчивости по фазе (рисунок 4.7).

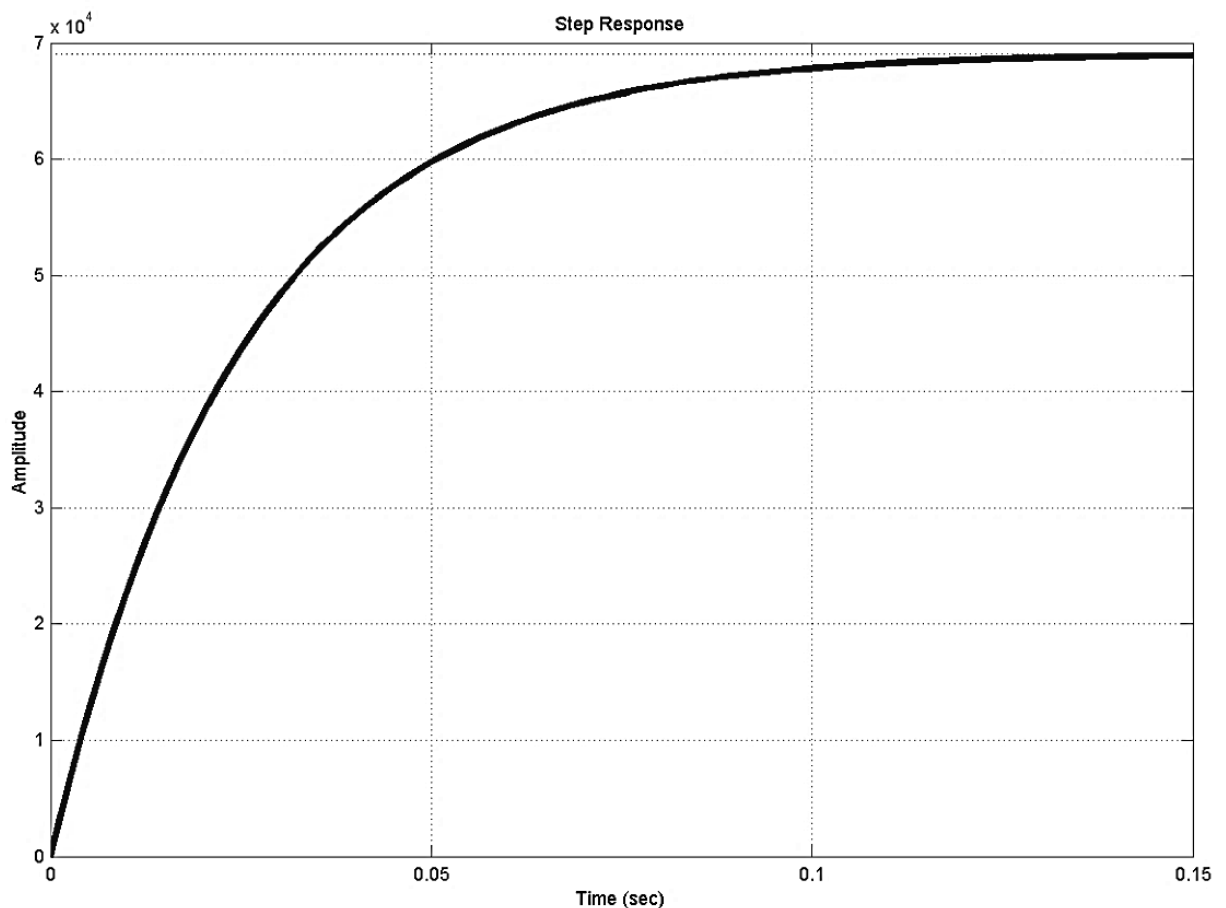


Рисунок 4.5. Переходная функция

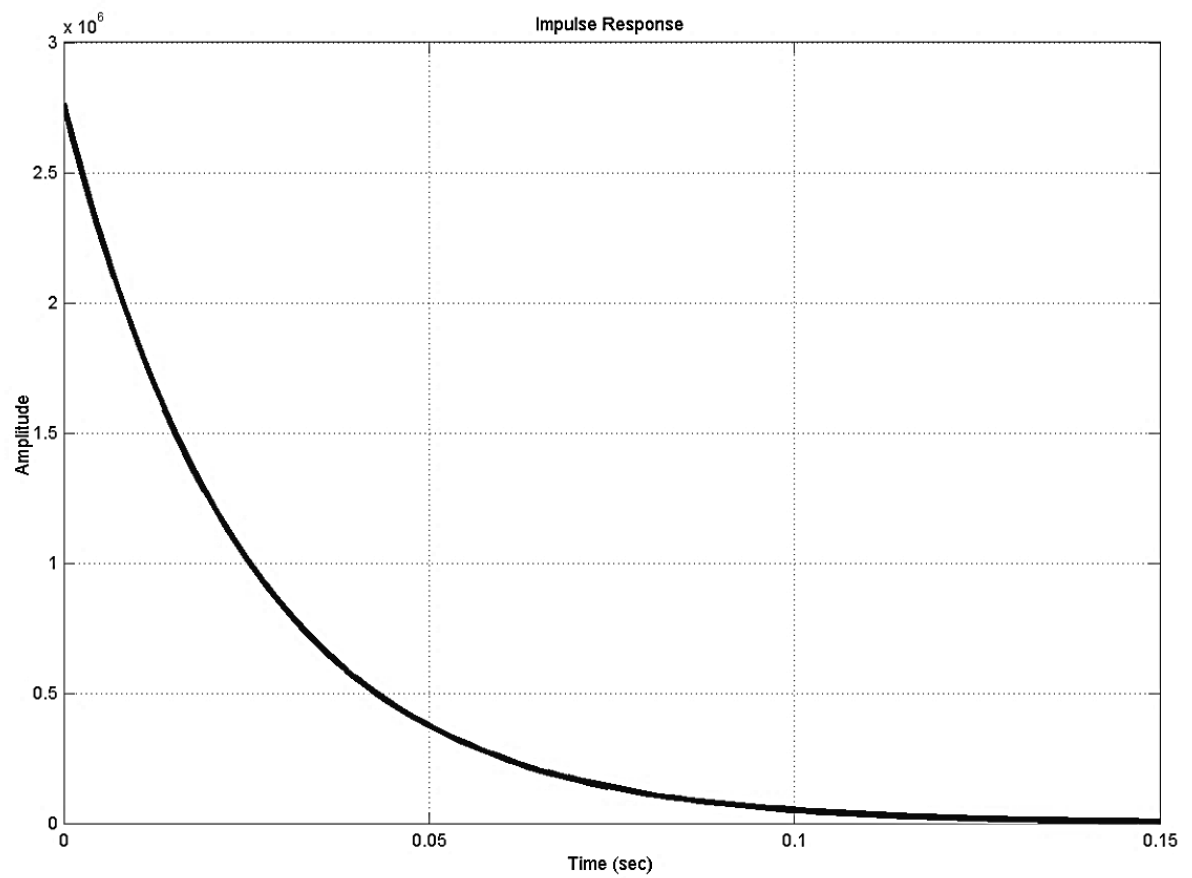


Рисунок 4.6 - Весовая (импульсная) функция

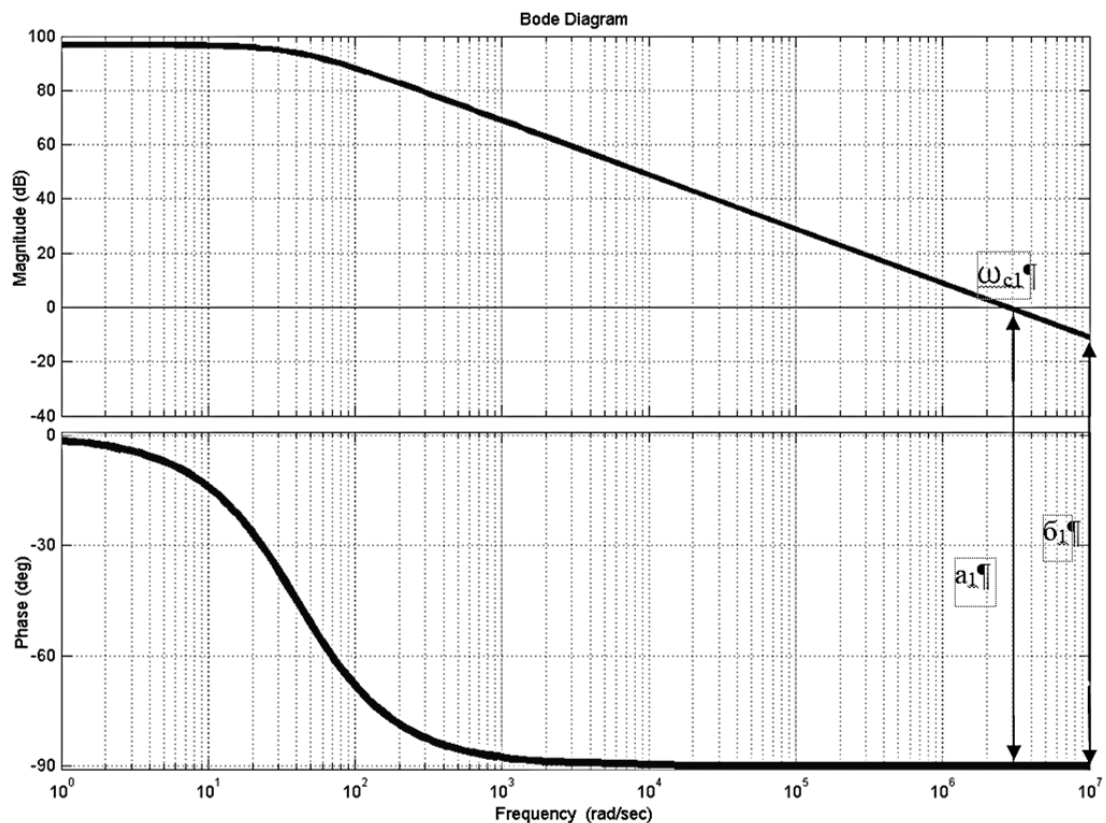


Рисунок 4.7. Частотных характеристик ЛАЧХ и ЛФЧХ

4.4 ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ МОТОР-ШПИНДЕЛЯ

Данный мотор-шпиндель (рисунок 4.8) предназначен для токарной обработки, имеет фланцевый конец шпинделя позволяющий использовать клиновой самоцентрирующиеся токарный патрон, регулирование частоты вращения шпинделя осуществляется при помощи частотного регулятора.

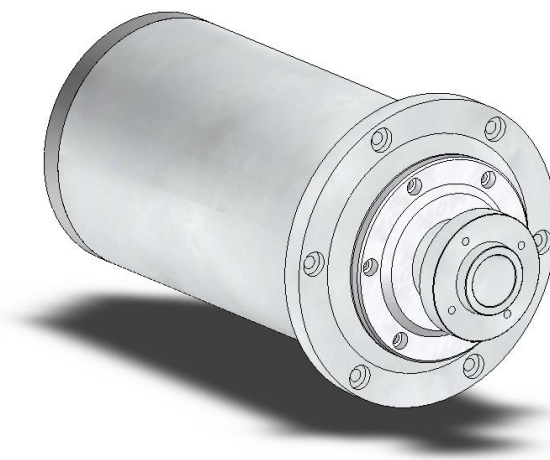


Рисунок 4.8. Общий вид мотор-шпинделя

Мотор-шпиндель состоит из следующих основных компонентов:

- Корпуса;
- Статора и ротора;
- Вала шпинделя;
- Подшипниковых узлов.

Корпус мотор-шпинделя (рисунок 4.9) является гильзой фланцевого типа, что дает возможность встраивать его в шпиндельный короб. Корпус является несущим элементом мотор - шпинделя, в него устанавливается передняя опора шпинделя. В корпусе имеются отверстия подвода и отвода смазывающей жидкости, необходимая как для смазки, так и для охлаждения подшипников. Крепление корпуса мотор - шпинделя к шпиндельному коробу осуществляется шестью винтами. Для охлаждения статора предусмотрены винтовые канавки, нарезанные на наружной поверхности корпуса. Наружные каналы охлаждения мотор - шпинделя закрываются внутренней поверхностью шпиндельного короба.

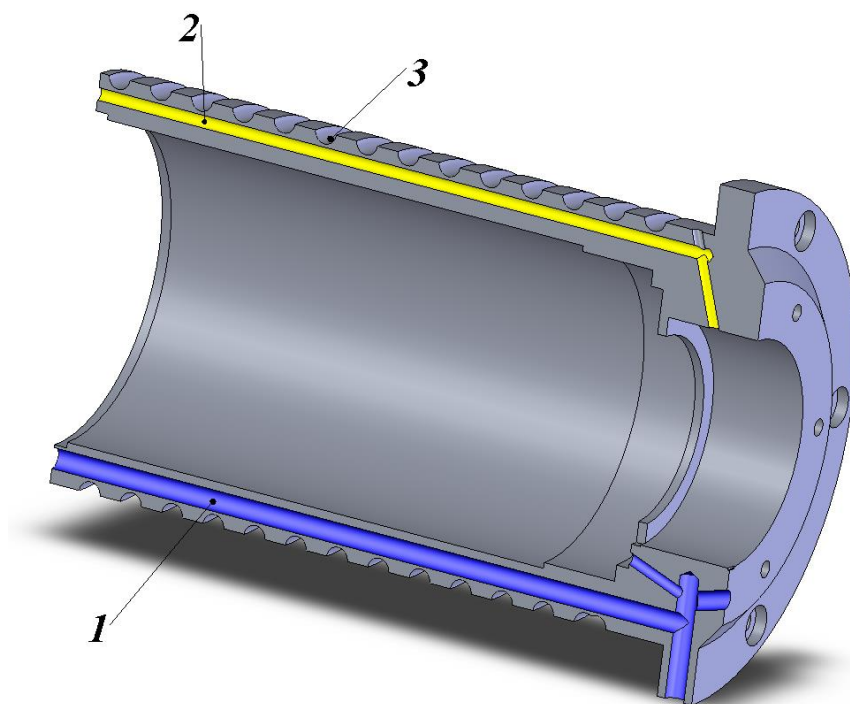


Рисунок 4.9. Корпус мотор - шпинделя: 1 - канал отвода смазывающей жидкости; 2 - канал подвода смазывающей жидкости; 3 - канал для охлаждения мотора;

На рисунке 4.10 приведен общий вид передней опоры шпинделя. Создание предварительного натяга в подшипниках осуществляется гайкой 6 и кольцом 2, фиксация положения гайки от проворота осуществляется фиксатором 5. Данная конфигурация компоновки подшипников позволяет обеспечивать постоянный предварительный натяг, по средствам постановки в задней опоре упругого элемента, в нашем случае набор из двух тарельчатых пружин. В данном шпиндельном узле использованы подшипники с керамическими шариками. Керамические подшипники имеют более низкий уровень вибраций.

Подшипники с гибридной керамикой показывают большую жесткость и более высокую собственную частоту, что делает их менее чувствительными к вибрациям.

На рисунке 4.11 приведен общий вид задней опоры мотор-шпинделя. Предварительный натяг в подшипниках создается гайкой 7, фиксация гайки от проворота осуществляется стопорной шайбой (на рисунке не показана). Втулки 1 и 6 выполняют роль бесконтактных лабиринтных уплотнений. Тарельчатые пружины 2 служат для обеспечения постоянного предварительного натяга в подшипниках при работе.

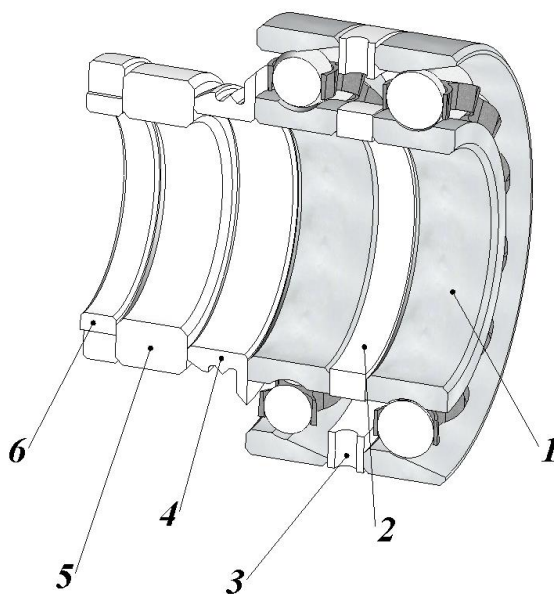


Рисунок 4.10. Конструкция передней опоры шпинделя:

1 - радиально - упорный шарикоподшипник; 2,3 - кольца;
4 - втулка; 5 - фиксатор; 6 - гайка;

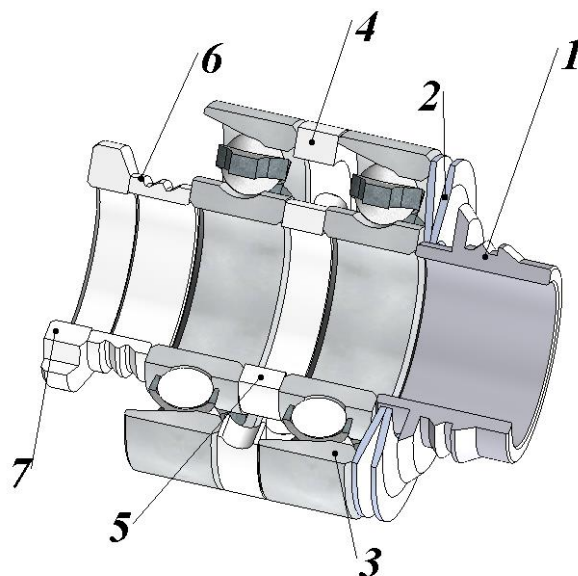


Рисунок 4.11. Конструкция задней опоры шпинделя: 1 - втулка;
2 - комплект тарельчатых пружин; 3 - радиально - упорный шарикоподшипник;
4,5 - кольца; 6 - втулка; 7 - гайка;

На рисунке 4.12 показан монтаж подшипниковых опор на шпиндели.



Рисунок 4.12. Общий вид компоновки шпиндельного узла

Ротор электродвигателя (рисунок 4.13) термической посадкой сажается на втулку 5, крепление и передача крутящего момента на шпиндель осуществляется при помощи упруго-деформируемых колец 6. Создание упругих деформаций осуществляется гайкой 1, фиксация гайки осуществляется стопорной шайбой (на рисунке не показана), втулка 7 служит для передачи усилия затяжки на другой комплект колец.

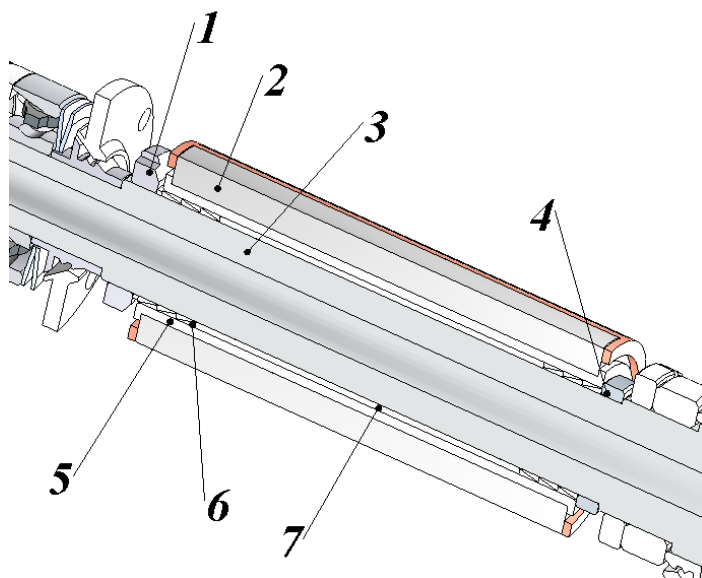


Рисунок 4.13.Схема крепление ротора на шпинделе: 1 – Гайка;
2 – короткозамкнутый ротор; 3 – шпиндель; 4 – втулка; 5 – втулка;
6 – коническое кольцо; 7 – втулка;

Технические характеристики:

Корпус	Гильза с фланцевым креплением
Рабочее положение	Горизонтальное
Номинальная мощность	11 кВт
Максимальная частота вращения	8000 об/мин
Минимальная частота вращения	80 об/мин
Частота питающего тока	2,5 – 300 Гц
Смазка подшипников	Централизованная маслом ИГП-18. ТУ 38. 101. 413-97. Тонкость фильтрации 0,005мм. Количество смазки 100-200 см/мин.
Изоляция обмотки статора EN 60034-1 (IEC 600034-1)	Класс нагревостойкости F для температуры охлаждающего средства +25 °C (77 °F)
Способ защиты	IP44
Рекомендуемая температура охлаждающего средства на входе, приблизительно.	+25 °C (в зависимости от окружающей температуры)

Водяное охлаждение	макс. 5 бар, 10 л/мин
	макс. 25% средства защиты от коррозии
	Степень фильтрации 100 мкм

Габаритные размеры, мм:

Длина	540
Диаметр фланца	270
Диаметр гильзы	216

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 4

1. Выполнен расчет электрической составляющей мотор-шпинделя.
2. Расчет на жесткость конструкции шпиндельного узла мотор-шпинделя показал удовлетворительные результаты. Максимальный прогиб переднего конца шпинделя: без учета защемления – 0,0373 мм; с учетом защемления – 0,005 мм.
3. Результат динамического расчета мотор-шпинделя показал устойчивость конструкции во всем рабочем диапазоне частот вращения шпинделя.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Проведен литературный обзор методики анализа множества вариантов компоновок металлообрабатывающих станков; современной конструкции станков построенных по модульному принципу.
2. Анализ множества вариантов компоновок токарных станков показал, что наиболее распространены станки, описываемые пятью вариантами компоновок. По результату анализа была определена компоновка проектируемого станка.
3. Спроектирован и рассчитан привод главного движения станка. Для этого выполнен кинематический, силовой и динамический расчет привода главного движения.
4. Спроектирована конструкция мотор-шпинделя. Рассчитана электрическая составляющая мотор-шпинделя. Проведен силовой, жесткостной и динамический расчет шпиндельного узла мотор-шпинделя.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Врагов, Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков: (Основы компонетики) – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.
2. Михеев, И.И. Кинематический расчет приводов станков: Учеб. Пособие / И.И. Михеев, Е.Н. Ярмоленко. — Пенза: Изд-во Пен.гос.ун-та, 2003. – 100 с.
3. Михеев, И.И. Приводы главного движения и шпиндельные узлы металлорежущих станков: Учеб. пособие. — Пенза: Изд-во Пен. гос. ун-та, 1994. - 167с.
4. Михеев, И.И. Расчет и конструирование металлорежущих станков: Учеб. пособие/ И.И. Михеев, Е.Н. Ярмоленко, В.Н. Денисов. - Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2005.-152 с.
5. Михеев, И.И. Альбом примеров конструкций узлов металлорежущих станков: методические указания / И.И. Михеев и др. – Пенза: Изд-во Пен. гос. ун-та, 2001. - 162с.
6. Анурьев, В.И. Справочник конструктора–машиностроителя: В 3-х т. Т1. - 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 920 с.
7. Анурьев, В.И. Справочник конструктора–машиностроителя: В 3-х т. Т2. - 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. - 912с.
8. Анурьев, В.И. Справочник конструктора–машиностроителя: В 3-х т. Т3. - 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 864 с.
9. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов / Под ред. Пуша В.Э. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
10. Справочник технолога–машиностроителя в двух томах Т. 2/ Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 496с.
11. Панов, А.А., Обработка металлов резанием: Справочник технолога / А.А. Панов и др.. - М.: Машиностроение, 1988. – 736 с.
12. Орлов, П. И. Основы конструирования: Справочно – методическое посо-

бие. В 2-х кн. Кн. 2 / Под ред. П. Н. Учаева. – 3-е изд., исправл. – М.: Машиностроение, 1988. – 544 с.

13. Решетов, Д.Н., Детали и механизмы маталлорежущих станков. Т. 2. - М.: Машиностроение, 1972. - 520с.

14. Пантелеев, В.Ф. Конструирование деталей и узлов технологических и транспортных машин: Учебное пособие для вузов / Под общ.ред. В.Ф. Пантелева. – Пенза: Информационно – издательский центр ПГУ, 2003. – 204с.

15. Копылов, И.П., Проектирование электрических машин” :Учебник для вузов / Под ред. Копылова И.П. – 3-е изд., испр. и доп. – М.: Высш шк., 2002. – 757 с.

16. Михайлов, О.П. Автоматизированный электропривод станков и промышленных роботов: Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1990. – 304 с.

17. Егоров, К.В. Основы теории автоматического регулирования: учебное пособие для вузов. - 2-е изд., переизданное и доп. - М., Энергия, 1976. - 648 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А.

Листинг динамического расчета привода главного движения

Динамический расчёт привода главного движения металлорежущего станка

Расчёт выполнен при помощи программы DC.

Дата начала расчёта 28.05.20: 8:22:10

Данные пользователя:

Разработчик: Савчук К.А.

Группа :18ММм2

Тип станка :Токарный

Базовая модель :---

Мощность двигателя:11

Число скоростей :2

Частота вращения :1500

Материал валов : Сталь 40Х

Материал колёс : Сталь 40Х

Расчёт момента инерции приводного двигателя.

Тип двигателя: Переменного тока

Крутизна статические характеристики: 0,9

w 141

Масса двигателя, кг 160

Наружный диаметр ротора, мм 40

Электромагнитная постоянная 0,00001

Податливость электродвигателя $edv=0,001269$

Собственный момент инерции двигателя $Jdv=0,0048$

Тип приводного элемента: муфта зубчатая

Коэффициент $K1= 0,3$

Коэффициент $K2= 0,3$

Число зубьев $Z = 3$

Диаметр $Dcp = 0,001$

Ширина зуба $b = 0,001$

Высота зуба $h = 0,006$

Длина муфты $l1= 0$

Диаметр муфты $d1= 0,001$

Диаметр вала слева от муфты = 0,001 м

Диаметр вала справа от муфты = 0,001 м

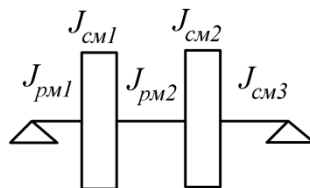
Длина вала слева от муфты = 0 м

Длина вала справа от муфты = 0 м

Податливость приводного элемента = 0

Количество валов – 3

Вал 1.



Количество сосредоточенных масс на вале - 1 - 2

На 1 вале 1 масса принимает движение, 2я масса передает движение

Количество факторов податливости на 1м вале = 3

Количество ступеней на вале 1 ,массе 1 - 1

Для вала 1 , массы 1 , диаметр 1-й ступени = 0,065 м

Для вала 1 , массы 1 , длина 1-й ступени = 0,0615 м
Для 1го вала, 1й массы, момент инерции 1-й ступени

$$J_1 = \frac{\rho}{g} \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \ell \cdot d^4 = 8,5260156300852E-5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Суммарный момент инерции sum_stup[1] сосредоточенной массы

$$J_{\text{см}} = J_1 = 8,5260156300852E-5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Количество ступеней на вале 1 ,массе 2 - 2

Для вала 1 , массы 2 , диаметр 1-й ступени = 0,07 м

Для вала 1 , массы 2 , длина 1-й ступени = 0,032 м

Для 1го вала, 2й массы, момент инерции 1-й ступени

$$J_{\text{см11}} = \frac{\rho}{g} \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \ell \cdot d^4 = 5,96705059816419E-5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Для вала 1 , массы2 , диаметр 2-й ступени = 0,165 м

Для вала 1 , массы2 , длина 2-й ступени = 0,028 м

Для 1го вала, 2й массы, момент инерции 2-й ступени

$$J_{\text{см12}} = \frac{\rho}{g} \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \ell \cdot d^4 = 0,0016118008865765 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Суммарный момент инерции для данной сосредоточенной массы

$$J_{\text{см1}} = J_{\text{см11}} + J_{\text{см12}} = 0,00167147139255814 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

С учетом передаточного отношения jr[1]=1,58

Момент инерции (т.к. данная сосредоточенная масса отдает движение)
sum_stup=0,000669552712929877

Суммарный момент инерции sum_stup[2] сосредоточенной массы

$$\Sigma J = 0,000669552712929877 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

На 1м вале, перед 1 массой, диаметр вала = 0,065 м

На 1м вале, перед 1 массой, длина вала = 0,1 м

Момент инерции распределённой массы

$$J_{\text{гм}} [0] = 0,00013863440048919 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

На 1м вале, после1й массы, диаметр вала = 0,042 м

На 1м вале, после1й массы, длина вала = 0,26 м

Момент инерции распределённой массы

$$J_{\text{гм}} [2] = 6,2833042798669E-5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

На 1м вале, после2й массы, диаметр вала = 0,042 м

На 1м вале, после2й массы, длина вала = 0,037 м

Момент инерции распределённой массы

$$J_{\text{гм}} [3] = 8,94162532134904E-6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Приведённый момент инерции Jсмп[1] сосредоточенной массы =9,72226009875217E-5 кг·м²

Приведённый момент инерции Jсмп[2] сосредоточенной массы =0,000671042983816768

Расчёт податливости для 1 вала.

Тип фактора податливости: Сплошной вал

Податливость e =4,38663811497987E-7 рад/ Н·м

Тип фактора податливости: Сплошной вал

Податливость e =5,38888271995789E-6 рад/ Н·м

Тип фактора податливости: Вал со шлицами

Податливость e =2,70057903961443E-6 рад/ Н·м

На 1 вале суммарная податливость e[1]= 8,52812557107031E-6 рад/ Н·м

На 1 вале суммарный момент инерции J[1]= 0,000754812869230729 кг·м²

Крутящий момент на 1 валу = 0,06904

Количество зубчатых колёс для которых надо вычислить податливость

KZub = 1

Сила, действующая на данное зубчатое колесо $P_x=0,0995360466764225$

Опорная реакция $R_a=0,0147402107339288$

Опорная реакция $R_b=0,0847958359424937$

$a_1= 214$

$a_2= 37,2$

Определение податливости опор на данном валу

Опора 1: Упругое сближение тел качения и колец $\delta_0= 0,699999972079044$

Опора 1: Контактные деформации в местах посадки колец подшипников на вал и в корпус $\delta_1= 2,61378458078928E-13$

Опора 1: Податливость $\delta= 0,699999972079306 \text{ рад/ Н} \cdot \text{м}$

Опора 2: Упругое сближение тел качения и колец $\delta_0= 0,7 \text{ м}$

Опора 2: Контактные деформации в местах посадки колец подшипников на вал и в корпус $\delta_1= 0$

Опора 2: Податливость $\delta= 0,7 \text{ рад/ Н} \cdot \text{м}$

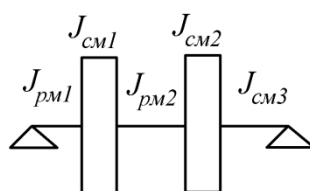
Изгибная и контактная деформация зубьев пары шестерен $E_p Z=3,56544456963965E-10$, $\delta_{aa}= 0,0103181471021933$, $\delta_{ab}= 0,059357$

Перемещение зубчатого колеса 1 обусловленное деформацией опор $=0,0175802828336461$

Прогиб под 1 зубчатым колесом $y=1,01407978848191E-6$

Суммарный прогиб под 1 зубчатым колесом $\sigma_{res}=0,0175812969134345$

Вал 2.



Количество сосредоточенных масс на валу - 2 - 2

На 2 валу 2 масса принимает движение, 1я масса передает движение

Количество факторов податливости на 2м валу = 1

Количество ступеней на валу 2, массе 1 - 3

Для вала 2, массы 1, диаметр 1-й ступени = 0,06 м

Для вала 2, массы 1, длина 1-й ступени = 0,019 м

Для 2го вала, 1й массы, момент инерции 1-й ступени

$$J_{cm11} = \frac{\rho}{g} \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \ell \cdot d^4 = 1,91238876938248E-5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Для вала 2, массы 1, диаметр 2-й ступени = 0,2025 м

Для вала 2, массы 1, длина 2-й ступени = 0,036 м

Для 2го вала, 1й массы, момент инерции 2-й ступени

$$J_{cm12} = \frac{\rho}{g} \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \ell \cdot d^4 = 0,0047013241159049 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Для вала 2, массы 1, диаметр 3-й ступени = 0,081 м

Для вала 2, массы 1, длина 3-й ступени = 0,036 м

Для 2го вала, 1й массы, момент инерции 3-й ступени

$$J_{cm13} = \frac{\rho}{g} \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \ell \cdot d^4 = 0,000120353897367165 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Суммарный момент инерции для данной сосредоточенной массы

$$J_{cm1} = J_{cm11} + J_{cm12} + J_{cm13} = 0,00484080190096589 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

С учетом передаточного отношения $j_p[2]=1$

Момент инерции(т.к. данная сосредоточенная масса отдаёт движение)

$$\text{sum_stup}=0,00484080190096589 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Суммарный момент инерции sum_stup[1] сосредоточенной массы

$$\Sigma J = 0,00484080190096589 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Количество ступеней на вале 2 ,массе 2 - 3

Для вала 2 , массы2 , диаметр 1-й ступени = 0,054 м

Для вала 2 , массы2 , длина 1-й ступени = 0,0043 м

Для 2го вала, 2й массы, момент инерции 1-й ступени

$$J_{\text{см11}} = \frac{\rho}{g} \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \ell \cdot d^4 = 2,83962556202366\text{E-6} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Для вала 2 , массы2 , диаметр 2-й ступени = 0,105 м

Для вала 2 , массы2 , длина 2-й ступени = 0,028 м

Для 2го вала, 2й массы, момент инерции 2-й ступени

$$J_{\text{см12}} = \frac{\rho}{g} \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \ell \cdot d^4 = 0,000264321694465554 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Для вала 2 , массы2 , диаметр 3-й ступени = 0,054 м

Для вала 2 , массы2 , длина 3-й ступени = 0,0043 м

Для 2го вала, 2й массы, момент инерции 3-й ступени

$$J_{\text{см13}} = \frac{\rho}{g} \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \ell \cdot d^4 = 2,83962556202366\text{E-6} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Суммарный момент инерции sum_stup[2] сосредоточенной массы

$$J_{\text{см1}} = J_{\text{см11}} + J_{\text{см12}} + J_{\text{см13}} = 0,000270000945589602 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

На 2м вале, перед 1 массой, диаметр вала = 0,036 м

На 2м вале, перед 1 массой, длина вала = 0,0737 м

Момент инерции распределённой массы Jrm[0] = 9,61379977817483E-6 $\text{кг} \cdot \text{м}^2$

На 2м вале, после 1й массы, диаметр вала = 0,036 м

На 2м вале, после 1й массы, длина вала = 0,159 м

Момент инерции распределённой массы

$$J_{\text{rm}}[2] = 2,07407620723175\text{E-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

На 2м вале, после 2й массы, диаметр вала = 0,036 м

На 2м вале, после 2й массы, длина вала = 0,032 м

Момент инерции распределённой массы Jrm[3] = 4,17424142335949E-6 $\text{кг} \cdot \text{м}^2$

Приведённый момент инерции Jсmp[1] сосредоточенной массы = 0,0048449544015485 $\text{кг} \cdot \text{м}^2$

Приведённый момент инерции Jсmp[2] сосредоточенной массы = 0,000270696652493495 $\text{кг} \cdot \text{м}^2$

Расчёт податливости для 2 вала

Тип фактора податливости: Вал со шлицами

$$\text{Податливость } e = 1,20530578187449\text{E-5} \text{ рад} / \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$\text{На 2 вале суммарная податливость } e[2] = 1,20530578187449\text{E-5} \text{ рад} / \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$\text{На 2 вале суммарный момент инерции } J[2] = 0,00511080284655549 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Крутящий момент на 2 валу = 0,0442

Количество зубчатых колес, для которых надо вычислить податливость KZub = 2

Сила, действующая на данное зубчатое колесо Pх=0,100137448050978

Опорная реакция Ra=0,0129946501397492

Опорная реакция Rb=0,0871427979112288

a1= 232,7

a2= 34,7

Сила, действующая на данное зубчатое колесо $P_x=0,0519231212116182$

Опорная реакция $R_a=0,037612223553121$

Опорная реакция $R_b=0,0143108976563061$

$a_1= 73,7$

$a_2= 193,7$

Определение податливости опор на данном валу

Опора 1: Упругое сближение тел качения и колец $\delta_0= 0,69999998706155$

Опора 1: Контактные деформации в местах посадки колец подшипников на вал и в корпус $\delta_1= 7,88300013884266E-13$

Опора 1: Податливость $\delta= 0,699999987062338 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

Опора 2: Упругое сближение тел качения и колец $\delta_0= 0,699999991649257$

Опора 2: Контактные деформации в местах посадки колец подшипников на вал и в корпус $\delta_1= 4,08748155347397E-13 \text{ рад/ Н} \cdot \text{м}$

Опора 2: Податливость $\delta= 0,699999991649666 \text{ рад/ Н} \cdot \text{м}$

Изгибная и контактная деформация зубьев пары шестерен $E_p Z=4,6028525384618E-11 \text{ рад/ Н} \cdot \text{м}$

$\Delta_{aa} = 0,00909625492970405$

$\Delta_{ab} = 0,0609999578101887$

Перемещение зубчатого колеса 1 обусловленное деформацией опор $=0,0158317017881663$

Прогиб под 1 зубчатым колесом $y=2,27982084818365E-6$

Суммарный прогиб под 1 зубчатым колесом $\sigma_{\text{res}}=0,0158339816090145$

Изгибная и контактная деформация зубьев пары шестерен $E_p Z=4,6028525384618E-11 \text{ рад/ Н} \cdot \text{м}$

$\Delta_{aa} = 0,0263285560021042$

$\Delta_{ab} = 0,0100176282399135$

Перемещение зубчатого колеса 2 обусловленное деформацией опор $=0,0145131980831202$

Прогиб под 2 зубчатым колесом $y=1,18212932868782E-6$

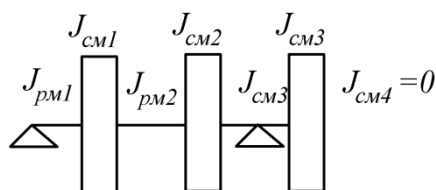
Суммарный прогиб под 2 зубчатым колесом $\sigma_{\text{res}}=0,0145143802124488$

$a_1= 0,00174731530442002$

$a_{1_t}= 0,00164193929774978$

$a_{1_r}= 0,000597617030852871$

Вал 3.



Количество сосредоточенных масс на вале - 1 - 3

На 1 вале 1 масса принимает движение, 3я масса передает движение

Количество факторов податливости на 1м вале = 3

Количество ступеней на вале 1, массе 1 - 2

Для вала 1, массы 1, диаметр 1-й ступени = 0,2025 м

Для вала 1, массы 1, длина 1-й ступени = 0,036 м

Для 1го вала, 1й массы, момент инерции 1-й ступени

$$J_{cm1} = \frac{\rho}{g} \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \ell \cdot d^4 = 0,0047013241159049 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Для вала 1, массы 1, диаметр 2-й ступени = 0,085 м

Для вала 1, массы 1, длина 2-й ступени = 0,014 м

Для 1го вала, 1й массы, момент инерции 2-й ступени

$$J_{cm12} = \frac{\rho}{g} \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \ell \cdot d^4 = 5,67572468350574E-5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Суммарный момент инерции sum_stup[1] сосредоточенной массы

$$J_{cm1} = J_{cm11} + J_{cm12} = 0,00475808136273996 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Количество ступеней на вале 1 ,массе 2 - 2

Для вала 1 , массы2 , диаметр 1-й ступени = 0,085 м

Для вала 1 , массы2 , длина 1-й ступени = 0,014 м

Для 1го вала, 2й массы, момент инерции 1-й ступени

$$J_{cm11} = \frac{\rho}{g} \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \ell \cdot d^4 = 5,67572468350574E-5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Для вала 1 , массы2 , диаметр 2-й ступени = 0,324 м

Для вала 1 , массы2 , длина 2-й ступени = 0,036 м

Для 1го вала, 2й массы, момент инерции 2-й ступени

$$J_{cm12} = \frac{\rho}{g} \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \ell \cdot d^4 = 0,0308105977259944 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Суммарный момент инерции sum_stup[2] сосредоточенной массы

$$J_{cm1} = J_{cm11} + J_{cm12} = 0,0308673549728294 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Количество ступеней на вале 1 ,массе 3 - 1

Для вала 1 , массы3 , диаметр 1-й ступени = 0,2 м

Для вала 1 , массы3 , длина 1-й ступени = 0,1 м

Для 1го вала, 3й массы, момент инерции 1-й ступени

$$J_1 = \frac{\rho}{g} \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \ell \cdot d^4 = 0,0124261778387426 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Суммарный момент инерции для данной сосредоточенной массы

$$J_{cm1} = 0,0124261778387426 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

С учетом передаточного отношения jr[1]=1

Момент инерции(т.к. данная сосредоточенная масса отдает движение)

$$\text{sum_stup} = 0,0124261778387426 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Суммарный момент инерции sum_stup[3] сосредоточенной массы = 0,0124261778387426 кг · м²

На 1м вале, перед 1 массой, диаметр вала = 0,05

На 1м вале, перед 1 массой, длина вала = 0,0757

Момент инерции распределённой массы

$$J_{rm}[0] = 3,67445961872193E-5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

На 1м вале, после1й массы, диаметр вала = 0,056 м

На 1м вале, после1й массы, длина вала = 0,117 м

Момент инерции распределённой массы

$$J_{rm}[2] = 8,93625497581069E-5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

На 1м вале, после2й массы, диаметр вала = 0,07 м

На 1м вале, после2й массы, длина вала = 0,14 м

Момент инерции распределённой массы

$$J_{rm}[3] = 0,000261058463669684 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

На 1м вале, после3й массы, диаметр вала = 0,07 м

На 1м вале, после3й массы, длина вала = 0 м

Момент инерции распределённой массы Jrm[4] = 0

Приведённый момент инерции Jспр[1] сосредоточенной массы = 0,00481648486497792 кг · м²

Приведённый момент инерции Jспр[2] сосредоточенной массы = 0,0309108647167744 кг · м²

Приведённый момент инерции $J_{сгр}[3]$ сосредоточенной массы $= 0,0124261778387426 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

Расчёт податливости для 1 вала

Тип фактора податливости: Вал со шлицами

Податливость $e = 1,94200019716592 \text{E-}6 \text{ рад/Н} \cdot \text{м}$

Тип фактора податливости: Сплошной вал

Податливость $e = 2,4923889463787 \text{E-}7 \text{ рад/Н} \cdot \text{м}$

Тип фактора податливости: Сплошной вал

Податливость $e = 2,73547558439195 \text{E-}7 \text{ рад/Н} \cdot \text{м}$

На 1 вале суммарная податливость $e[1] = 2,46478665024298 \text{E-}6 \text{ рад/Н} \cdot \text{м}$

На 1 вале суммарный момент инерции $J[1] = 0,048051614174312 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

Крутящий момент на 1 валу $= 211$

Количество зубчатых колёс для которых надо вычислить податливость

$K_{Zub} = 1$

Сила, действующая на данное зубчатое колесо $P_x = 247,868293566775$

Опорная реакция $R_a = 177,959091543657$

Опорная реакция $R_b = 69,909202023118$

$a_1 = 75,7$

$a_2 = 192,7$

Определение податливости опор на данном валу

Опора 1: Упругое сближение тел качения и колец $\delta_0 = 0,699996054088705$

Опора 1: Контактные деформации в местах посадки колец подшипников на вал и в корпус $\delta_1 = 9,81853330127419 \text{E-}10$

Опора 1: Податливость $\delta = 0,699996055070559 \text{ рад/Н} \cdot \text{м}$

Опора 2: Упругое сближение тел качения и колец $\delta_0 = 0,7$

Опора 2: Контактные деформации в местах посадки колец подшипников на вал и в корпус $\delta_1 = 0$

Опора 2: Податливость $\delta = 0,7 \text{ рад/Н} \cdot \text{м}$

Изгибная и контактная деформация зубьев пары шестерен $E_p Z = 4,6028525384618 \text{E-}11 \text{ рад/Н} \cdot \text{м}$

$\Delta_{aa} = 124,5706620445$

$\Delta_{ab} = 48,9364414161826$

Перемещение зубчатого колеса 1 обусловленное деформацией опор $= 70,2684477558385$

Прогиб под 1 зубчатым колесом $y = 487322432,52882$

Суммарный прогиб под 1 зубчатым колесом $\sigma_{res} = 487322502,797268$

Суммарные приведённые моменты инерции валов привода

На 1 вале суммарный момент инерции $J[1] = 0,048051614174312 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

Суммарные податливости валов привода

На 1 вале суммарная податливость $e[1] = 2,46478665024298 \text{E-}6 \text{ рад/Н} \cdot \text{м}$

Суммарная приведённая податливость всей системы $= 0 \text{ рад/Н} \cdot \text{м}$

Момент инерции двигателя $= 0,0048 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

ПРИЛОЖЕНИЕ Б.

Данные для построения АФЧХ

Уточнённый анализ динамических характеристик привода

В качестве параметра исследования принимаем:

$T_1 = 0,0594997547910012$

$T_2 = 0,00473484004387176$

w= 0 ,Re: 0,067 , Im: -0
w= 0,1 ,Re: 0,0670023570097968 , Im: -1,50215960703729E-8
w= 0,2 ,Re: 0,0670094290279223 , Im: -6,00991094765577E-8
w= 0,3 ,Re: 0,0670212190216118 , Im: -1,35270735977109E-7
w= 0,4 ,Re: 0,0670377319396937 , Im: -2,40600202467104E-7
w= 0,5 ,Re: 0,067058974717751 , Im: -3,76176868109955E-7
w= 0,6 ,Re: 0,0670849562853604 , Im: -5,42115866293889E-7
w= 0,7 ,Re: 0,067115687575425 , Im: -7,38558287786774E-7
w= 0,8 ,Re: 0,067151181535617 , Im: -9,65671405572299E-7
w= 0,9 ,Re: 0,0671914531419531 , Im: -1,22364894196172E-6
w= 1 ,Re: 0,0672365194145297 , Im: -1,51271137868895E-6
w= 1 ,Re: 0,0672365194145297 , Im: -1,51271137868895E-6
w= 1,1 ,Re: 0,0672863994354475 , Im: -1,83310631081328E-6
w= 1,2 ,Re: 0,0673411143689616 , Im: -2,18510884537349E-6
w= 1,3 ,Re: 0,0674006874838963 , Im: -2,56902204586099E-6
w= 1,4 ,Re: 0,0674651441783687 , Im: -2,98517742370704E-6
w= 1,5 ,Re: 0,06753451200687 , Im: -3,43393547811218E-6
w= 1,6 ,Re: 0,0676088207097595 , Im: -3,91568628568374E-6
w= 1,7 ,Re: 0,0676881022452282 , Im: -4,43085014149178E-6
w= 1,8 ,Re: 0,0677723908237988 , Im: -4,97987825330435E-6
w= 1,9 ,Re: 0,0678617229454289 , Im: -5,56325349092119E-6
w= 2 ,Re: 0,0679561374392963 , Im: -6,18149119269137E-6
w= 2 ,Re: 0,0679561374392963 , Im: -6,18149119269137E-6
w= 2,1 ,Re: 0,0680556755063444 , Im: -6,83514003147489E-6
w= 2,2 ,Re: 0,068160380764678 , Im: -7,52478294249366E-6
w= 2,3 ,Re: 0,068270299297902 , Im: -8,25103811571168E-6
w= 2,4 ,Re: 0,0683854797065047 , Im: -9,01456005559157E-6
w= 2,5 ,Re: 0,0685059731623939 , Im: -9,81604071129319E-6
w= 2,6 ,Re: 0,0686318334667015 , Im: -1,06562106806131E-5
w= 2,7 ,Re: 0,0687631171109793 , Im: -1,1535840491211E-5
w= 2,8 ,Re: 0,06889988334192 , Im: -1,24557419629327E-5
w= 2,9 ,Re: 0,0690421942297425 , Im: -1,34167696553193E-5
w= 3 ,Re: 0,0691901147403923 , Im: -1,44198224046945E-5
w= 3 ,Re: 0,0691901147403923 , Im: -1,44198224046945E-5
w= 3,1 ,Re: 0,0693437128117175 , Im: -1,54658449555376E-5
w= 3,2 ,Re: 0,0695030594337902 , Im: -1,65558296911976E-5
w= 3,3 ,Re: 0,0696682287335558 , Im: -1,76908184693654E-5
w= 3,4 ,Re: 0,0698392980640025 , Im: -1,88719045681181E-5
w= 3,5 ,Re: 0,0700163480980582 , Im: -2,01002347487668E-5
w= 3,6 ,Re: 0,0701994629274324 , Im: -2,13770114421951E-5
w= 3,7 ,Re: 0,0703887301666375 , Im: -2,27034950658577E-5
w= 3,8 ,Re: 0,0705842410624379 , Im: -2,40810064791338E-5
w= 3,9 ,Re: 0,0707860906089892 , Im: -2,55109295852888E-5
w= 4 ,Re: 0,0709943776689511 , Im: -2,69947140889056E-5
w= 4 ,Re: 0,0709943776689511 , Im: -2,69947140889056E-5
w= 4,1 ,Re: 0,0712092051008721 , Im: -2,85338784182968E-5
w= 4,2 ,Re: 0,071430679893165 , Im: -3,01300128231125E-5
w= 4,3 ,Re: 0,0716589133050126 , Im: -3,17847826581166E-5
w= 4,4 ,Re: 0,0718940210145654 , Im: -3,34999318649251E-5
w= 4,5 ,Re: 0,0721361232748169 , Im: -3,52772866643836E-5
w= 4,6 ,Re: 0,0723853450775659 , Im: -3,71187594732183E-5
w= 4,7 ,Re: 0,0726418163259053 , Im: -3,90263530596334E-5
w= 4,8 ,Re: 0,0729056720157028 , Im: -4,10021649536468E-5
w= 4,9 ,Re: 0,0731770524265716 , Im: -4,30483921291735E-5
w= 5 ,Re: 0,0734561033228632 , Im: -4,51673359761847E-5
w= 5 ,Re: 0,0734561033228632 , Im: -4,51673359761847E-5
w= 5,1 ,Re: 0,0737429761652493 , Im: -4,7361407582702E-5
w= 5,2 ,Re: 0,0740378283334979 , Im: -4,96331333479387E-5
w= 5,3 ,Re: 0,0743408233610918 , Im: -5,19851609495915E-5
w= 5,4 ,Re: 0,0746521311823808 , Im: -5,44202656901225E-5
w= 5,5 ,Re: 0,0749719283930078 , Im: -5,69413572488692E-5
w= 5,6 ,Re: 0,0753003985243993 , Im: -5,95514868690002E-5
w= 5,7 ,Re: 0,0756377323331695 , Im: -6,22538550107075E-5
w= 5,8 ,Re: 0,0759841281063421 , Im: -6,50518195046144E-5
w= 5,9 ,Re: 0,0763397919833649 , Im: -6,79489042422078E-5
w= 6 ,Re: 0,0767049382959574 , Im: -7,09488084431881E-5
w= 6 ,Re: 0,0767049382959574 , Im: -7,09488084431881E-5
w= 6,1 ,Re: 0,0770797899269082 , Im: -7,40554165430101E-5
w= 6,2 ,Re: 0,0774645786890241 , Im: -7,72728087475806E-5
w= 6,3 ,Re: 0,0778595457255151 , Im: -8,06052723061259E-5
w= 6,4 ,Re: 0,0782649419332012 , Im: -8,40573135576773E-5
w= 6,5 ,Re: 0,0786810284100267 , Im: -8,76336708114855E-5
w= 6,6 ,Re: 0,0791080769284818 , Im: -9,13393281270175E-5
w= 6,7 ,Re: 0,0795463704366527 , Im: -9,51795300650574E-5
w= 6,8 ,Re: 0,0799962035887539 , Im: -9,91597974878849E-5
w= 6,9 ,Re: 0,08045788330714 , Im: -0,000103285944493611
w= 7 ,Re: 0,0809317293779522 , Im: -0,000107564096577574
w= 7 ,Re: 0,0809317293779522 , Im: -0,000107564096577574
w= 7,1 ,Re: 0,0814180750827214 , Im: -0,000112000710122341
w= 7,2 ,Re: 0,0819172678684394 , Im: -0,000116602593327364
w= 7,3 ,Re: 0,0824296700588087 , Im: -0,000121376928699891
w= 7,4 ,Re: 0,0829556596096016 , Im: -0,000126331297240365
w= 7,5 ,Re: 0,0834956309113021 , Im: -0,000131473704468419
w= 7,6 ,Re: 0,0840499956424631 , Im: -0,00013681260844987
w= 7,7 ,Re: 0,0846191836775015 , Im: -0,000142356950000962
w= 7,8 ,Re: 0,0852036440529658 , Im: -0,000148116185263679
w= 7,9 ,Re: 0,0858038459966544 , Im: -0,000154100320865522
w= 8 ,Re: 0,0864202800243419 , Im: -0,000160319951898914
w= 8 ,Re: 0,0864202800243419 , Im: -0,000160319951898914
w= 8,1 ,Re: 0,0870534591092804 , Im: -0,000166786302979624
w= 8,2 ,Re: 0,0877039199300993 , Im: -0,000173511272670667
w= 8,3 ,Re: 0,0883722242032234 , Im: -0,00018050748158834
w= 8,4 ,Re: 0,0890589601064789 , Im: -0,000187788324540806
w= 8,5 ,Re: 0,0897647438011583 , Im: -0,000195368027087459
w= 8,6 ,Re: 0,0904902210604823 , Im: -0,00020326170694966
w= 8,7 ,Re: 0,0912360690131262 , Im: -0,000211485440750976
w= 8,8 ,Re: 0,0920029980112905 , Im: -0,000220056336618478
w= 8,9 ,Re: 0,0927917536336888 , Im: -0,000228992613236774
w= 9 ,Re: 0,0936031188348116 , Im: -0,000238313686014158
w= 9 ,Re: 0,0936031188348116 , Im: -0,000238313686014158
w= 9,1 ,Re: 0,0944379162529225 , Im: -0,000248040261096681
w= 9,2 ,Re: 0,0952970106904551 , Im: -

0,000258194438052267
 w= 9,3 ,Re: 0,0961813117818199 , Im: -
 0,000268799822144683
 w= 9,4 ,Re: 0,0970917768651316 , Im: -
 0,000279881647227846
 w= 9,5 ,Re: 0,0980294140760178 , Im: -0,00029146691041658
 w= 9,6 ,Re: 0,0989952856835243 , Im: -0,00030358451983269
 w= 9,7 ,Re: 0,0999905116901853 , Im: -
 0,000316265456887771
 w= 9,8 ,Re: 0,10101627372062 , Im: -0,000329542954749518
 w= 9,9 ,Re: 0,102073819225574 , Im: -0,000343452694849999
 w= 10 ,Re: 0,1031644660312 , Im: -0,000358033023536578
 w= 10 ,Re: 0,1031644660312 , Im: -0,000358033023536578
 w= 100 ,Re: -3,28354747662833E-5 , Im: -
 2,08034977561649E-7
 w= 100 ,Re: -3,28354747662833E-5 , Im: -
 2,08034977561649E-7
 w= 100,1 ,Re: -3,27698703235798E-5 , Im: -
 2,07619125775884E-7
 w= 100,2 ,Re: -3,27044623303595E-5 , Im: -
 2,07204520049085E-7
 w= 100,3 ,Re: -3,26392500029332E-5 , Im: -
 2,06791155406361E-7
 w= 100,4 ,Re: -3,25742325615164E-5 , Im: -
 2,0637902689763E-7
 w= 100,5 ,Re: -3,25094092302058E-5 , Im: -
 2,05968129597474E-7
 w= 100,6 ,Re: -3,24447792369563E-5 , Im: -
 2,05558458604989E-7
 w= 100,7 ,Re: -3,23803418135581E-5 , Im: -
 2,05150009043641E-7
 w= 100,8 ,Re: -3,23160961956135E-5 , Im: -
 2,04742776061119E-7
 w= 100,9 ,Re: -3,22520416225147E-5 , Im: -
 2,04336754829192E-7
 w= 101 ,Re: -3,21881773374209E-5 , Im: -
 2,03931940543565E-7
 w= 101 ,Re: -3,21881773374209E-5 , Im: -
 2,03931940543565E-7
 w= 101,1 ,Re: -3,21245025872359E-5 , Im: -
 2,03528328423736E-7
 w= 101,2 ,Re: -3,20610166225863E-5 , Im: -
 2,03125913712856E-7
 w= 101,3 ,Re: -3,1997718697799E-5 , Im: -
 2,02724691677588E-7
 w= 101,4 ,Re: -3,19346080708796E-5 , Im: -
 2,02324657607967E-7
 w= 101,5 ,Re: -3,18716840034902E-5 , Im: -
 2,01925806817266E-7
 w= 101,6 ,Re: -3,18089457609286E-5 , Im: -
 2,01528134641849E-7
 w= 101,7 ,Re: -3,17463926121058E-5 , Im: -
 2,01131636441045E-7
 w= 101,8 ,Re: -3,16840238295255E-5 , Im: -
 2,00736307597007E-7
 w= 101,9 ,Re: -3,16218386892627E-5 , Im: -
 2,00342143514576E-7
 w= 102 ,Re: -3,15598364709425E-5 , Im: -
 1,99949139621152E-7
 w= 102 ,Re: -3,15598364709425E-5 , Im: -
 1,99949139621152E-7
 w= 102,1 ,Re: -3,14980164577194E-5 , Im: -
 1,99557291366558E-7
 w= 102,2 ,Re: -3,14363779362565E-5 , Im: -
 1,99166594222908E-7
 w= 102,3 ,Re: -3,13749201967052E-5 , Im: -
 1,98777043684479E-7
 w= 102,4 ,Re: -3,1313642532684E-5 , Im: -
 1,98388635267576E-7
 w= 102,5 ,Re: -3,1252544241259E-5 , Im: -
 1,98001364510408E-7

w= 102,6 ,Re: -3,11916246229235E-5 , Im: -
 1,97615226972957E-7
 w= 102,7 ,Re: -3,11308829815775E-5 , Im: -
 1,9723021823685E-7
 w= 102,8 ,Re: -3,10703186245086E-5 , Im: -
 1,96846333905234E-7
 w= 102,9 ,Re: -3,10099308623715E-5 , Im: -
 1,9646356960265E-7
 w= 103 ,Re: -3,09497190091688E-5 , Im: -
 1,96081920974906E-7
 w= 103 ,Re: -3,09497190091688E-5 , Im: -
 1,96081920974906E-7
 w= 103,1 ,Re: -3,08896823822314E-5 , Im: -
 1,95701383688959E-7
 w= 103,2 ,Re: -3,08298203021991E-5 , Im: -
 1,95321953432783E-7
 w= 103,3 ,Re: -3,07701320930015E-5 , Im: -
 1,94943625915255E-7
 w= 103,4 ,Re: -3,07106170818385E-5 , Im: -
 1,94566396866029E-7
 w= 103,5 ,Re: -3,0651274599162E-5 , Im: -
 1,94190262035415E-7
 w= 103,6 ,Re: -3,05921039786565E-5 , Im: -
 1,93815217194261E-7
 w= 103,7 ,Re: -3,05331045572206E-5 , Im: -
 1,93441258133836E-7
 w= 103,8 ,Re: -3,04742756749483E-5 , Im: -
 1,93068380665706E-7
 w= 103,9 ,Re: -3,04156166751108E-5 , Im: -
 1,92696580621621E-7
 w= 104 ,Re: -3,03571269041377E-5 , Im: -
 1,92325853853398E-7
 w= 104 ,Re: -3,03571269041377E-5 , Im: -
 1,92325853853398E-7
 w= 104,1 ,Re: -3,02988057115994E-5 , Im: -
 1,91956196232803E-7
 w= 104,2 ,Re: -3,02406524501884E-5 , Im: -
 1,91587603651439E-7
 w= 104,3 ,Re: -3,01826664757017E-5 , Im: -
 1,91220072020629E-7
 w= 104,4 ,Re: -3,01248471470228E-5 , Im: -
 1,90853597271303E-7
 w= 104,5 ,Re: -3,00671938261042E-5 , Im: -
 1,90488175353887E-7
 w= 104,6 ,Re: -3,00097058779492E-5 , Im: -
 1,90123802238188E-7
 w= 104,7 ,Re: -2,99523826705952E-5 , Im: -
 1,89760473913287E-7
 w= 104,8 ,Re: -2,98952235750958E-5 , Im: -
 1,89398186387423E-7
 w= 104,9 ,Re: -2,98382279655036E-5 , Im: -
 1,89036935687889E-7
 w= 105 ,Re: -2,97813952188531E-5 , Im: -
 1,88676717860918E-7
 w= 105 ,Re: -2,97813952188531E-5 , Im: -
 1,88676717860918E-7
 w= 105,1 ,Re: -2,97247247151438E-5 , Im: -
 1,88317528971579E-7
 w= 105,2 ,Re: -2,9668215837323E-5 , Im: -
 1,87959365103664E-7
 w= 105,3 ,Re: -2,96118679712695E-5 , Im: -
 1,87602222359589E-7
 w= 105,4 ,Re: -2,9555680505776E-5 , Im: -
 1,87246096860278E-7
 w= 105,5 ,Re: -2,94996528325337E-5 , Im: -
 1,86890984745068E-7
 w= 105,6 ,Re: -2,94437843461148E-5 , Im: -
 1,86536882171594E-7
 w= 105,7 ,Re: -2,93880744439565E-5 , Im: -
 1,86183785315694E-7
 w= 105,8 ,Re: -2,93325225263452E-5 , Im: -

1,858316903713E-7
 w= 105,9 ,Re: -2,92771279963994E-5 , Im: -
 1,85480593550337E-7
 w= 106 ,Re: -2,92218902600547E-5 , Im: -
 1,85130491082621E-7
 w= 106 ,Re: -2,92218902600547E-5 , Im: -
 1,85130491082621E-7
 w= 106,1 ,Re: -2,91668087260469E-5 , Im: -
 1,84781379215756E-7
 w= 106,2 ,Re: -2,91118828058969E-5 , Im: -
 1,84433254215039E-7
 w= 106,3 ,Re: -2,90571119138947E-5 , Im: -
 1,84086112363351E-7
 w= 106,4 ,Re: -2,90024954670836E-5 , Im: -
 1,83739949961065E-7
 w= 106,5 ,Re: -2,8948032885245E-5 , Im: -
 1,83394763325947E-7
 w= 106,6 ,Re: -2,88937235908828E-5 , Im: -
 1,83050548793052E-7
 w= 106,7 ,Re: -2,88395670092081E-5 , Im: -
 1,82707302714632E-7
 w= 106,8 ,Re: -2,87855625681239E-5 , Im: -
 1,82365021460038E-7
 w= 106,9 ,Re: -2,87317096982103E-5 , Im: -
 1,82023701415624E-7
 w= 107 ,Re: -2,86780078327091E-5 , Im: -
 1,81683338984651E-7
 w= 107 ,Re: -2,86780078327091E-5 , Im: -
 1,81683338984651E-7
 w= 107,1 ,Re: -2,86244564075091E-5 , Im: -
 1,8134393058719E-7
 w= 107,2 ,Re: -2,85710548611311E-5 , Im: -
 1,81005472660034E-7
 w= 107,3 ,Re: -2,85178026347136E-5 , Im: -
 1,80667961656597E-7
 w= 107,4 ,Re: -2,84646991719974E-5 , Im: -
 1,80331394046826E-7
 w= 107,5 ,Re: -2,84117439193121E-5 , Im: -
 1,79995766317107E-7
 w= 107,6 ,Re: -2,83589363255605E-5 , Im: -
 1,79661074970172E-7
 w= 107,7 ,Re: -2,83062758422052E-5 , Im: -
 1,79327316525011E-7
 w= 107,8 ,Re: -2,8253761923254E-5 , Im: -
 1,78994487516776E-7
 w= 107,9 ,Re: -2,82013940252456E-5 , Im: -
 1,78662584496698E-7
 w= 108 ,Re: -2,81491716072356E-5 , Im: -
 1,78331604031992E-7
 w= 108 ,Re: -2,81491716072356E-5 , Im: -
 1,78331604031992E-7
 w= 108,1 ,Re: -2,80970941307829E-5 , Im: -
 1,78001542705769E-7
 w= 108,2 ,Re: -2,8045161059935E-5 , Im: -
 1,77672397116952E-7
 w= 108,3 ,Re: -2,79933718612152E-5 , Im: -
 1,77344163880182E-7
 w= 108,4 ,Re: -2,79417260036081E-5 , Im: -
 1,77016839625736E-7
 w= 108,5 ,Re: -2,78902229585464E-5 , Im: -
 1,76690420999435E-7
 w= 108,6 ,Re: -2,78388621998972E-5 , Im: -
 1,76364904662565E-7
 w= 108,7 ,Re: -2,77876432039484E-5 , Im: -
 1,76040287291787E-7
 w= 108,8 ,Re: -2,7736565449396E-5 , Im: -
 1,7571656557905E-7
 w= 108,9 ,Re: -2,76856284173298E-5 , Im: -
 1,75393736231514E-7
 w= 109 ,Re: -2,76348315912214E-5 , Im: -
 1,75071795971458E-7
 w= 109 ,Re: -2,76348315912214E-5 , Im: -
 1,75071795971458E-7
 w= 109,1 ,Re: -2,75841744569099E-5 , Im: -
 1,74750741536202E-7
 w= 109,2 ,Re: -2,75336565025898E-5 , Im: -
 1,74430569678022E-7
 w= 109,3 ,Re: -2,74832772187976E-5 , Im: -
 1,74111277164069E-7
 w= 109,4 ,Re: -2,74330360983992E-5 , Im: -
 1,73792860776288E-7
 w= 109,5 ,Re: -2,73829326365769E-5 , Im: -
 1,73475317311332E-7
 w= 109,6 ,Re: -2,73329663308168E-5 , Im: -
 1,73158643580489E-7
 w= 109,7 ,Re: -2,72831366808963E-5 , Im: -
 1,72842836409594E-7
 w= 109,8 ,Re: -2,72334431888714E-5 , Im: -
 1,72527892638955E-7
 w= 109,9 ,Re: -2,71838853590643E-5 , Im: -
 1,72213809123274E-7
 w= 110 ,Re: -2,71344626980513E-5 , Im: -
 1,71900582731562E-7
 w= 110 ,Re: -2,71344626980513E-5 , Im: -
 1,71900582731562E-7
 w= 190 ,Re: -7,98145822418974E-7 , Im: -
 5,05437767560652E-9
 w= 190 ,Re: -7,98145822418974E-7 , Im: -
 5,05437767560652E-9
 w= 190,1 ,Re: -7,9730632180886E-7 , Im: -
 5,04906134929551E-9
 w= 190,2 ,Re: -7,96468145004936E-7 , Im: -
 5,04375340641766E-9
 w= 190,3 ,Re: -7,95631289225309E-7 , Im: -
 5,03845382935539E-9
 w= 190,4 ,Re: -7,94795751695395E-7 , Im: -
 5,03316260053739E-9
 w= 190,5 ,Re: -7,93961529647886E-7 , Im: -
 5,02787970243843E-9
 w= 190,6 ,Re: -7,93128620322735E-7 , Im: -
 5,02260511757928E-9
 w= 190,7 ,Re: -7,92297020967127E-7 , Im: -
 5,0173388285265E-9
 w= 190,8 ,Re: -7,91466728835462E-7 , Im: -
 5,01208081789235E-9
 w= 190,9 ,Re: -7,90637741189328E-7 , Im: -
 5,0068310683346E-9
 w= 191 ,Re: -7,89810055297479E-7 , Im: -
 5,00158956255643E-9
 w= 191 ,Re: -7,89810055297479E-7 , Im: -
 5,00158956255643E-9
 w= 191,1 ,Re: -7,88983668435815E-7 , Im: -
 4,99635628330624E-9
 w= 191,2 ,Re: -7,88158577887359E-7 , Im: -
 4,99113121337756E-9
 w= 191,3 ,Re: -7,87334780942229E-7 , Im: -
 4,98591433560887E-9
 w= 191,4 ,Re: -7,86512274897627E-7 , Im: -
 4,98070563288347E-9
 w= 191,5 ,Re: -7,85691057057804E-7 , Im: -
 4,97550508812935E-9
 w= 191,6 ,Re: -7,84871124734049E-7 , Im: -
 4,97031268431903E-9
 w= 191,7 ,Re: -7,84052475244658E-7 , Im: -
 4,96512840446944E-9
 w= 191,8 ,Re: -7,83235105914921E-7 , Im: -
 4,95995223164178E-9
 w= 191,9 ,Re: -7,8241901407709E-7 , Im: -
 4,95478414894136E-9
 w= 192 ,Re: -7,81604197070367E-7 , Im: -
 4,94962413951749E-9
 w= 192 ,Re: -7,81604197070367E-7 , Im: -

4,94962413951749E-9
 w= 192,1 ,Re: -7,80790652240876E-7 , Im: -
 4,94447218656333E-9
 w= 192,2 ,Re: -7,79978376941643E-7 , Im: -
 4,93932827331573E-9
 w= 192,3 ,Re: -7,79167368532576E-7 , Im: -
 4,93419238305514E-9
 w= 192,4 ,Re: -7,7835762438044E-7 , Im: -
 4,92906449910546E-9
 w= 192,5 ,Re: -7,77549141858842E-7 , Im: -
 4,92394460483386E-9
 w= 192,6 ,Re: -7,76741918348201E-7 , Im: -
 4,91883268365071E-9
 w= 192,7 ,Re: -7,75935951235735E-7 , Im: -
 4,91372871900941E-9
 w= 192,8 ,Re: -7,75131237915435E-7 , Im: -
 4,90863269440625E-9
 w= 192,9 ,Re: -7,74327775788044E-7 , Im: -
 4,90354459338031E-9
 w= 193 ,Re: -7,7352556226104E-7 , Im: -4,89846439951327E-
 9
 w= 193 ,Re: -7,7352556226104E-7 , Im: -4,89846439951327E-
 9
 w= 193,1 ,Re: -7,72724594748609E-7 , Im: -
 4,89339209642936E-9
 w= 193,2 ,Re: -7,71924870671631E-7 , Im: -
 4,88832766779516E-9
 w= 193,3 ,Re: -7,71126387457651E-7 , Im: -
 4,88327109731946E-9
 w= 193,4 ,Re: -7,7032914254087E-7 , Im: -
 4,87822236875322E-9
 w= 193,5 ,Re: -7,6953313336211E-7 , Im: -
 4,87318146588932E-9
 w= 193,6 ,Re: -7,68738357368806E-7 , Im: -
 4,86814837256253E-9
 w= 193,7 ,Re: -7,67944812014978E-7 , Im: -
 4,86312307264931E-9
 w= 193,8 ,Re: -7,67152494761214E-7 , Im: -
 4,85810555006772E-9
 w= 193,9 ,Re: -7,66361403074648E-7 , Im: -
 4,8530957887773E-9
 w= 194 ,Re: -7,65571534428941E-7 , Im: -4,8480937727789E-
 9
 w= 194 ,Re: -7,65571534428941E-7 , Im: -4,8480937727789E-
 9
 w= 194,1 ,Re: -7,64782886304261E-7 , Im: -
 4,84309948611457E-9
 w= 194,2 ,Re: -7,63995456187261E-7 , Im: -
 4,83811291286745E-9
 w= 194,3 ,Re: -7,63209241571059E-7 , Im: -
 4,83313403716163E-9
 w= 194,4 ,Re: -7,62424239955223E-7 , Im: -
 4,82816284316202E-9
 w= 194,5 ,Re: -7,61640448845744E-7 , Im: -
 4,82319931507425E-9
 w= 194,6 ,Re: -7,6085786575502E-7 , Im: -
 4,81824343714448E-9
 w= 194,7 ,Re: -7,60076488201838E-7 , Im: -
 4,81329519365936E-9
 w= 194,8 ,Re: -7,5929631371135E-7 , Im: -
 4,80835456894583E-9
 w= 194,9 ,Re: -7,58517339815056E-7 , Im: -
 4,80342154737106E-9
 w= 195 ,Re: -7,57739564050784E-7 , Im: -
 4,79849611334228E-9
 w= 195 ,Re: -7,57739564050784E-7 , Im: -
 4,79849611334228E-9
 w= 195,1 ,Re: -7,56962983962671E-7 , Im: -
 4,79357825130667E-9
 w= 195,2 ,Re: -7,56187597101142E-7 , Im: -
 4,78866794575124E-9
 w= 195,3 ,Re: -7,55413401022894E-7 , Im: -
 4,78376518120272E-9
 w= 195,4 ,Re: -7,54640393290872E-7 , Im: -
 4,77886994222741E-9
 w= 195,5 ,Re: -7,53868571474255E-7 , Im: -
 4,77398221343108E-9
 w= 195,6 ,Re: -7,53097933148432E-7 , Im: -
 4,76910197945885E-9
 w= 195,7 ,Re: -7,52328475894987E-7 , Im: -
 4,76422922499505E-9
 w= 195,8 ,Re: -7,51560197301676E-7 , Im: -
 4,75936393476312E-9
 w= 195,9 ,Re: -7,50793094962414E-7 , Im: -
 4,75450609352548E-9
 w= 196 ,Re: -7,5002716647725E-7 , Im: -4,74965568608342E-
 9
 w= 196 ,Re: -7,5002716647725E-7 , Im: -4,74965568608342E-
 9
 w= 196,1 ,Re: -7,4926240945235E-7 , Im: -
 4,74481269727696E-9
 w= 196,2 ,Re: -7,48498821499981E-7 , Im: -
 4,73997711198476E-9
 w= 196,3 ,Re: -7,47736400238491E-7 , Im: -
 4,73514891512398E-9
 w= 196,4 ,Re: -7,46975143292287E-7 , Im: -
 4,73032809165017E-9
 w= 196,5 ,Re: -7,46215048291822E-7 , Im: -
 4,72551462655715E-9
 w= 196,6 ,Re: -7,45456112873572E-7 , Im: -
 4,72070850487692E-9
 w= 196,7 ,Re: -7,44698334680022E-7 , Im: -
 4,71590971167948E-9
 w= 196,8 ,Re: -7,43941711359642E-7 , Im: -
 4,71111823207279E-9
 w= 196,9 ,Re: -7,43186240566874E-7 , Im: -
 4,7063340512026E-9
 w= 197 ,Re: -7,42431919962113E-7 , Im: -
 4,70155715425235E-9
 w= 197 ,Re: -7,42431919962113E-7 , Im: -
 4,70155715425235E-9
 w= 197,1 ,Re: -7,41678747211685E-7 , Im: -
 4,69678752644307E-9
 w= 197,2 ,Re: -7,40926719987832E-7 , Im: -
 4,69202515303324E-9
 w= 197,3 ,Re: -7,40175835968696E-7 , Im: -
 4,68727001931872E-9
 w= 197,4 ,Re: -7,39426092838297E-7 , Im: -
 4,68252211063257E-9
 w= 197,5 ,Re: -7,38677488286517E-7 , Im: -
 4,677781412345E-9
 w= 197,6 ,Re: -7,37930020009082E-7 , Im: -
 4,67304790986322E-9
 w= 197,7 ,Re: -7,37183685707545E-7 , Im: -
 4,66832158863133E-9
 w= 197,8 ,Re: -7,36438483089267E-7 , Im: -
 4,66360243413023E-9
 w= 197,9 ,Re: -7,356944098674E-7 , Im: -4,6588904318775E-
 9
 w= 198 ,Re: -7,3495146376087E-7 , Im: -4,65418556742726E-
 9
 w= 198 ,Re: -7,3495146376087E-7 , Im: -4,65418556742726E-
 9
 w= 198,1 ,Re: -7,3420964249436E-7 , Im: -
 4,64948782637012E-9
 w= 198,2 ,Re: -7,33468943798289E-7 , Im: -
 4,644797194333E-9
 w= 198,3 ,Re: -7,327293654088E-7 , Im: -
 4,64011365697907E-9
 w= 198,4 ,Re: -7,31990905067738E-7 , Im: -
 4,63543720000761E-9
 w= 198,5 ,Re: -7,31253560522636E-7 , Im: -

4,63076780915394E-9
 w= 198,6 ,Re: -7,30517329526697E-7 , Im: -
 4,62610547018926E-9
 w= 198,7 ,Re: -7,29782209838774E-7 , Im: -
 4,62145016892057E-9
 w= 198,8 ,Re: -7,29048199223357E-7 , Im: -
 4,61680189119058E-9
 w= 198,9 ,Re: -7,28315295450556E-7 , Im: -
 4,61216062287755E-9
 w= 199 ,Re: -7,27583496296079E-7 , Im: -
 4,60752634989525E-9
 w= 199 ,Re: -7,27583496296079E-7 , Im: -
 4,60752634989525E-9
 w= 199,1 ,Re: -7,26852799541222E-7 , Im: -
 4,60289905819279E-9
 w= 199,2 ,Re: -7,26123202972846E-7 , Im: -
 4,59827873375456E-9
 w= 199,3 ,Re: -7,25394704383363E-7 , Im: -
 4,59366536260007E-9
 w= 199,4 ,Re: -7,24667301570723E-7 , Im: -
 4,58905893078393E-9
 w= 199,5 ,Re: -7,2394099233839E-7 , Im: -
 4,58445942439566E-9
 w= 199,6 ,Re: -7,2321577449533E-7 , Im: -
 4,57986682955962E-9
 w= 199,7 ,Re: -7,22491645855994E-7 , Im: -
 4,57528113243491E-9
 w= 199,8 ,Re: -7,217686042403E-7 , Im: -

4,57070231921527E-9
 w= 199,9 ,Re: -7,2104664747362E-7 , Im: -
 4,56613037612895E-9
 w= 200 ,Re: -7,20325773386758E-7 , Im: -
 4,56156528943863E-9
 w= 200 ,Re: -7,20325773386758E-7 , Im: -
 4,56156528943863E-9
 w= 200,1 ,Re: -7,19605979815941E-7 , Im: -
 4,5570070454413E-9
 w= 200,2 ,Re: -7,18887264602795E-7 , Im: -
 4,55245563046819E-9
 w= 200,3 ,Re: -7,18169625594335E-7 , Im: -
 4,5479110308846E-9
 w= 200,4 ,Re: -7,17453060642946E-7 , Im: -
 4,5433732330899E-9
 w= 200,5 ,Re: -7,16737567606367E-7 , Im: -
 4,53884222351731E-9
 w= 200,6 ,Re: -7,16023144347675E-7 , Im: -
 4,53431798863391E-9
 w= 200,7 ,Re: -7,15309788735271E-7 , Im: -
 4,52980051494045E-9
 w= 200,8 ,Re: -7,14597498642862E-7 , Im: -
 4,5252897889713E-9
 w= 200,9 ,Re: -7,13886271949444E-7 , Im: -
 4,52078579729435E-9
 w= 201 ,Re: -7,1317610653929E-7 , Im: -4,51628852651087E-9

ПРИЛОЖЕНИЕ В.

УДК 621.9.06

АНАЛИЗ КОМПОНОВОК ТОКАРНЫХ СТАНКОВ С ЧПУ

П.Г. Павловский, К.В. Савчук, Д.В. Кочетков

ANALYSIS OF CNC LATCH LINKS

P.G. Pavlovsky, K.V. Savchuk, D.V. Kochetkov

Аннотация. В статье приведен анализ четырех вариантов компоновок токарных станков, в результате, которого определены области применения станков с той или иной компоновкой.

Ключевые слова: токарный станок, компоновка станка, структурная формула.

Annotation. The article provides an analysis of four options for the layout of lathes, as a result of which the application areas of machines with one or another layout are determined.

Key words: lathe, machine layout, structural formula.

Современные металлообрабатывающие станки классифицирую по множеству различных признаков (технологическому назначению, применяемому режущему инструменту и т.д.) [1]. Это приводит к наличию большого количества вариантов компоновок станков. Все это затрудняет выбор оптимальной компоновки на стадии проектирования или приобретения для нужд предприятий металлообрабатывающего станка. Данная задача может быть решена путем систематического анализа множества компоновок станков [1, 2].

В настоящий момент большинство станков применяемых на промышленных предприятиях, являются токарными станками с ручным или программным управлением. Все токарные станки можно свести к четырем вариантам компоновок (рисунок 1). Для удобства оценки возможности той или иной компоновки токарного станка следует, для каждого варианта, составить структурную формулу.

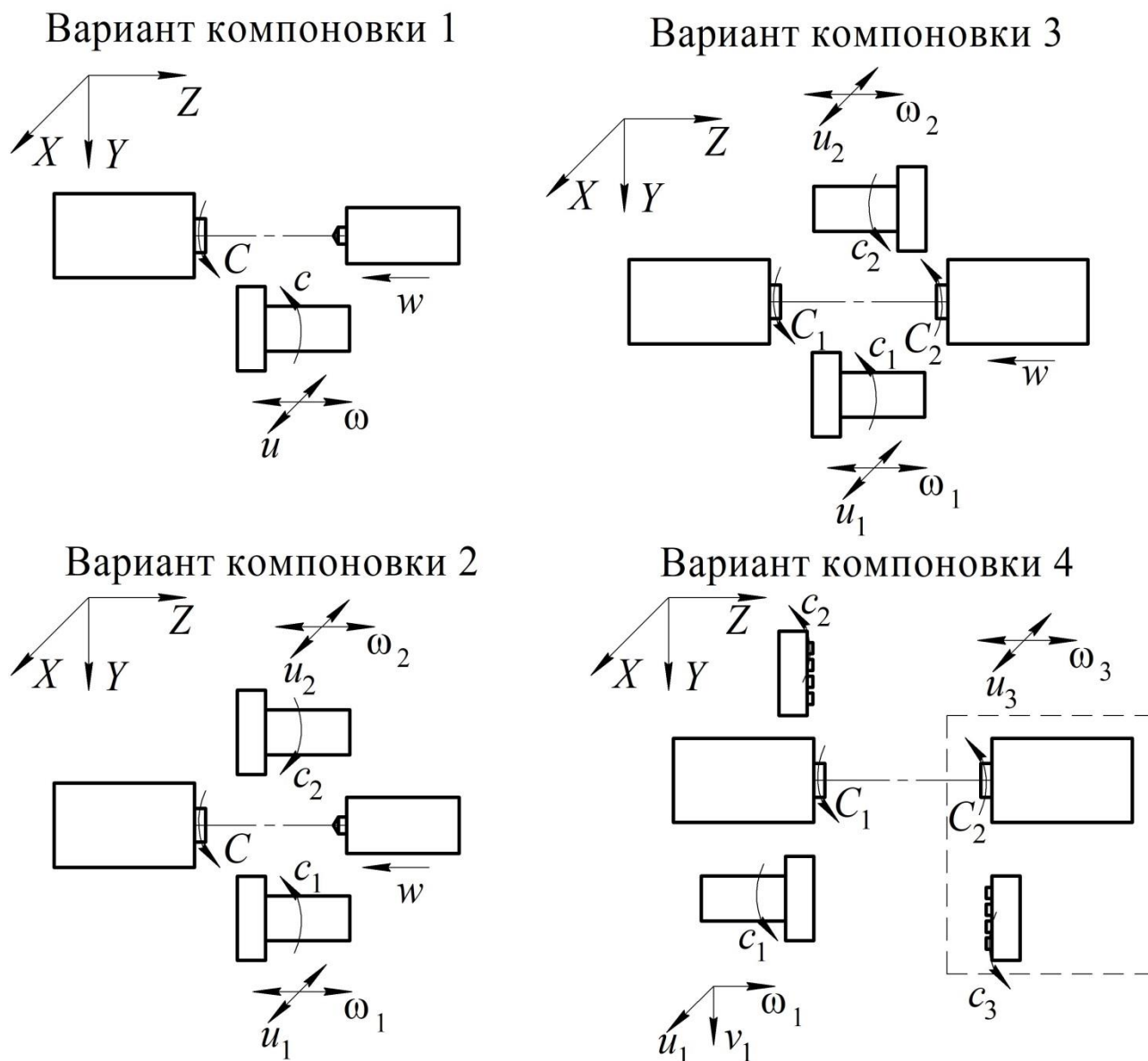


Рисунок 1. Компоновочные схемы токарных станков

Для первого варианта компоновки, соответствующего станкам типа модели 16K20Ф3, согласно работе [2] структурная формула будет иметь следующий вид

$$COZ(u/\omega \cdot c)_w.$$

Из структурной формулы видно, что модуль COZ указывает на продольное точение на токарном станке. В формуле C обозначает вращение главного шпинделя, знак O указывает на стационарный (неподвижный) блок, т.е. станину, ось вращения шпинделя совпадает с осью Z . В скобках указано движение револьверной головки, по осям X и Z . Дробная черта указывает на то, что револьверная головка может совершать одновременно перемещение по

двум осям, с указывает на вспомогательное (установочное) движение инструмента из одной позиции в другую. В конце формулы указано установочное перемещение задней бабки по оси Z.

На станке с такой компоновкой можно выполнять следующие операции: обрабатывать внутренние и наружные цилиндрические и конические поверхности; обрабатывать торцы и уступы; нарезать резцом внутреннюю и наружную резьбу; обрабатывать осевые отверстия.

Второй вариант компоновки имеет структурную формулу

$$COZ(u_1/\omega_1 \cdot c_1) + (u_2/\omega_2 \cdot c_2)w.$$

В отличие от первого варианта, во втором присутствует две револьверные головки, что отражается в структурной формуле наличием блока $(u_1/\omega_1 \cdot c_1) + (u_2/\omega_2 \cdot c_2)$. Станок с данной компоновкой может выполнять операции аналогично токарным станкам с первым вариантом компоновки. Однако наличие двух револьверных головок позволяет реализовывать двух инструментальную обработку, т.е. совмещать черновые и чистовые операции.

Структурная формула третьего варианта компоновки токарных станков имеет вид

$$C_1OZ(u_1/\omega_1 \cdot c_1) + (u_2/\omega_2 \cdot c_2)C_2w.$$

Данная компоновка отличается от первых двух, тем что в задней бабке станка установлен противошпindel, который имеет движение C_2 . Наличие противошпинделя позволяет выполнять обработку двух деталей одновременно, что значительно расширяет технологические возможности токарных станков.

Структурная формула последнего четвертого варианта компоновки токарных станков записывается следующим образом,

$$C_1OZ\left[\left(\frac{u_1}{v_1 \cdot \omega_1 \cdot c_1}\right) + a_v\right] + (c_2) + \left(\frac{u_3}{\omega_3 \cdot c_3}\right) + C_2 \cdot \frac{u_3}{\omega_4}.$$

Здесь символом C_1 , как и в выше описанных компоновках, обозначает

вращение главного шпинделя. Знак O указывает на неподвижный блок (станину), в данном блоке монтируются привод револьверной головки и дополнительный блок с инструментом, позволяющий расширить количество используемого инструмента и обрабатываемых поверхностей. Револьверная головка может совершать движения по трем координатам, а наличие привода на концевой инструмент дает возможность производить фрезерно-сверлильные

операции (символ a_v). В скобках $\left[\left(\frac{u_1 / v_1}{\omega_1 \cdot c_1} \right) + a_v \right]$ указаны движения,

совершаемые револьверной головкой. Знак (+) указывает на наличие других блоков, в данном случае инструментальных блоков с индивидуальными приводами. Дробная черта указывает на то, что револьверная головка может совершать одновременно перемещение по трем координатам, а инструментальный блок по двум осям. Смена позиции инструмента обозначена c и является вспомогательным движением. Инструментальные блоки предназначены для инструмента имеющего цилиндрический хвостовик, например: сверла, концевой фрезы, расточного резца, каждая инструментальная позиция блока имеет индивидуальный привод вращения. Вращение инструмента является вспомогательным и обозначено c_2 и c_3 . Блок, размещенный в одном корпусе с противощпинделем, имеет возможность перемещаться по двум осям Z и X , блок, находящийся в корпусе главного шпинделя является неподвижным и имеет только привод вращения инструмента.

Данная компоновка, как и выше описанные варианты, может выполнять следующие операции: обрабатывать внутренние и наружные цилиндрические и конические поверхности; обрабатывать торцы и уступы; нарезать резцом внутреннюю и наружную резьбу; обрабатывать осевые отверстия; двух инструментальная обработка и обработка двух деталей одновременно. Однако наличие приводного инструмента позволяет выполнять различные фрезерные операции (например, фрезеровать карманы или шпоночные пазы), а также обрабатывать радиальные отверстия. Все это позволяет токарным станкам с

четвертым вариантом компоновки не только совмещать чистовые и черновые операции обработки, а так же заменять собой, в некоторых ситуациях, фрезерные станки. Это позволяет значительно сократить издержки на производство продукции.

Таким образом, анализ вариантов компоновок, позволяет определиться с областью применения станков.

Библиографический список

1. Metallорежущие станки: учебник. В 2т. / Т.М, Авраамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др.; под ред. В.В. Бушуева. Т.1. – М.: Машиностроение, 2011. – 608 с.
2. Врагов, Ю.Д Анализ компоновок металлорежущих станков: (Основы компонетики). – М.: Машиностроения, 1978. – 208 с.

Павловский Павел Геннадьевич, Пензенский государственный университет, г. Пенза, Россия, E-mail: mrs@pnzgu.ru, **Pavlovsky P.G.**, Penza State University, Penza, Russia

Савчук Кирилл Владимирович, Пензенский государственный университет, г. Пенза, Россия, E-mail: sav4uk96@mail.ru, **Savchuk K.V.**, Penza State University, Penza, Russia

Кочетков Денис Викторович, Пензенский государственный университет, г. Пенза, Россия, E-mail: denis.kochetkov80@yandex.ru, **Kochetkov D.V.**, Penza State University, Penza, Russia