

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования

«Витебский государственный технологический университет»

**КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СТАНКОВ.**

**Функциональный и силовой расчеты механизмов переключения  
передач в коробках металлорежущих станков**

Методические указания по выполнению курсового проекта  
для студентов специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения»

Витебск  
2018

УДК 621.9(07)

Составители:

Н. В. Путеев, Р. В. Окунев, А. Л. Климентьев

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом УО «ВГТУ», протокол № 8 от 30.11.2017.

**Конструирование и расчет станков. Функциональный и силовой расчет механизмов переключения в коробках передач : методические указания по выполнению курсового проекта / сост. Н. В. Путеев, Р. В. Окунев, А. Л. Климентьев. — Витебск : УО «ВГТУ», 2018. — 31 с.**

Методические указания являются руководством по выполнению курсового проекта по учебной дисциплине «Конструирование и расчет станков». В методических указаниях изложена методика выполнения функциональных и силовых расчетов распространенных механизмов переключения передач в коробках металлорежущих станков. Предназначены для студентов специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения».

УДК 621.9(07)

© УО «ВГТУ», 2018

## **СОДЕРЖАНИЕ**

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1 ЦЕЛЬ КУРСОВОГО ПРОЕКТА .....	4
2 ЗАДАЧИ СТУДЕНТА .....	5
3 ОБЪЕКТЫ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ .....	5
4 ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ.....	6
4.1 Содержание функционального и силового расчетов механизмов переключения передач.....	6
4.2 Кулачковые механизмы управления дискового и барабанного типа .....	7
4.3 Определение вида и величины необходимых перемещений в механизме переключения передач.....	8
4.4 Определение размеров и профиля кулачков .....	11
4.5 Расчет сил в кулачковых механизмах .....	18
5 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ, ОФОРМЛЕНИЕ И ЗАЩИТА КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	23
6 ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ К ЗАЩИТЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА .	24
7 ИНФОРМАЦИЯ О ДОСТУПЕ К ВИРТУАЛЬНОЙ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ СРЕДЕ УО «ВГТУ» И ЭЛЕКТРОННЫМ РЕСУРСАМ КАФЕДРЫ ТИОМП....	25
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	29

## **ВВЕДЕНИЕ**

Современные высокоразвитые программные продукты, например, Autodesk Inventor, позволяют получать впечатляющие 3D-изображения деталей, узлов и в целом любых объектов машиностроения.

Однако часто игнорируется предварительный или выполняемый в процессе проектирования силовой анализ, функциональный и прочностной расчеты. В результате такого подхода к проектированию в итоге имеется красивая картинка и нет уверенности в оптимальности спроектированной детали, узла или изделия в целом.

На достоверность результатов расчетов при проектировании можно рассчитывать лишь в том случае, когда верно отражены нагрузки в станке и применены современные средства виртуальной визуализации напряженного состояния.

Функциональный и прочностной расчет механизмов управления коробками передач важен и потому, что он определяет эргономику станка.

Поэтому расчет геометрических параметров и силовых взаимодействий в системах управления станков, умение оптимизировать влияние систем управления на технологический процесс является важной задачей при подготовке инженера-технолога.

Также настоящие методические указания разработаны с учетом возможностей и особенностей работы студента в виртуальной образовательной среде УО «ВГТУ» (sdo.vstu.by) и материалами, размещенными в сети Интернет.

## **1 ЦЕЛЬ КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

Целью курсового проекта в части проектирования механизма переключения является получение знаний о конструкциях и нагружении механизмов управления в коробках передач современных станков различного назначения. Также необходимо развить навыки применения полученных знаний при оптимизации конструкции механизмов управления коробками передач.

Выполнение курсового проекта является частью подготовки студентов специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения» к глубокому освоению возможностей современного программного продукта Autodesk Inventor, познанию и использованию преимуществ автоматизированного проектирования в сравнении с классическими методами расчета геометрических параметров механизмов. Также курсовой проект готовит студента к выполнению дипломного проекта.

## **2 ЗАДАЧИ СТУДЕНТА**

Задачами студента при выполнении курсового проекта являются:

- определение вида нагрузок в механизмах переключением передач;
- изучение распределения нагрузок в механизмах переключением передач у различных типов станков;
- изучение взаимосвязи конструкции коробок передач с выбором параметров механизмов переключения;
- расчет перемещений в механизмах переключения;
- расчет нагрузок и перемещений органов управления переключением передач в коробках станков;
- изучение и применение Autodesk Inventor для проектирования геометрических параметров механизмов переключения передач;
- изучение и применение Autodesk Inventor для определения нагружения деталей механизмов переключения передач;
- умение сформировать рекомендации по выбору конструкции механизма переключения передач и оптимизации конструкции;
- развитие навыков работы со специальной технической литературой;
- развить навыки в работе с виртуальной образовательной средой УО «ВГТУ» (sdo.vstu.by);
- формулирование выводов по проекту;
- оформление проекта.

## **3 ОБЪЕКТЫ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

Объектами проектирования являются механизмы переключения передач в коробках передач:

- однорукожаточные с предварительным набором;
- однорукожаточные без предварительного набора;
- грибковые;
- кулачковые дисковые;
- кулачковые барабанные;
- эксцентриковые;
- переводным рычагом;
- однорукожаточные с расходящимися дисками.

Объекты проектирования устанавливаются на станки:

- токарно-винторезный 16ВТ20П;
- токарно-винторезный ТС-75;
- широкоуниверсальный фрезерный 676 П;
- вертикально-фрезерный 6Н11;
- сверлильный 2Г125;
- горизонтально-фрезерный 6Н81;

- поперечно-строгальный 7305;
- сверлильный 2Н118;
- радиально-сверлильный 2Б52 и др.

Станки разнятся по мощности, конструкции, компоновке, приводным устройствам, инструменту и т. д.

Дополнительно объект проектирования может быть выбран по предложению студента при согласовании с руководителем проекта.

Таким образом, выполнение курсового проекта позволяет студентам изучить конструкции и освоить проектирование механизмов переключения передач в Autodesk Inventor, а также применять полученные навыки при эксплуатации, испытаниях, конструировании и расчете станков.

## 4 ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ

### 4.1 Содержание функционального и силового расчетов механизмов переключения передач

При выполнении курсового проекта обучающемуся следует использовать ранее изданные [1, 2, 3, 4] методические указания по дисциплине «Конструирование и расчет станков», материалы, размещаемые в виртуальной образовательной среде УО «ВГТУ» ([sdo.vstu.by](http://sdo.vstu.by)), и примеры проектирования, находящиеся на сайте кафедры ТиОМП (<http://tiomp.vstu.by>).

Ссылки на материалы и ресурсы представлены в разделе 7 настоящих методических указаний.

Знание конструкций механизмов переключения передач существующих станков и понимание их работы является предпосылкой к правильному функциональному и силовому расчетам.

Функциональный расчет применительно к механизму переключения подразумевает:

- определение необходимых перемещений деталей коробки передач по чертежу развертки по валам;
- определение требований к механизму переключения передач;
- выбор конструкции механизма переключения передач;
- определение вида и величины необходимых перемещений в механизме переключения передач;
- расчет геометрических параметров деталей, обеспечивающих требуемые величины и точность перемещений;
- выбор конструкции и места расположения фиксирующих узлов;
- построение тактограммы переключения передач;
- расчет основного узла или детали, обеспечивающей тактограмму переключения;
- выбор конструкции информационного элемента о включенной передаче или способе ее получения.

Силовой расчет применительно к механизму переключения подразумевает:

- составление схемы действия сил и моментов, необходимых для переключения передач;
- определение сил и моментов в коробке передач, необходимых для переключения передач;
- определение и доказательство правомерности допущений, упрощающих проведение расчета;
- определение сил и моментов в механизме переключения, необходимых для переключения передач;
- составление схемы действия сил и моментов в механизме переключения, необходимых для переключения передач;
- определение размеров органов управления для соответствия нормам эргономики;
- для студентов дневного отделения визуализация средствами Autodesk Inventor напряженного состояния любой детали механизма переключения.

Все расчеты механизмов переключения выполняются методами, известными студентам по курсу деталей машин.

В настоящих методических указаниях даны примеры расчетов дисковых и барабанных кулачковых механизмов переключения, вызывающих затруднения при понимании их нагружения, а также с указанием типичных ошибок.

## **4.2 Кулачковые механизмы управления дискового и барабанного типа**

Кулачковый механизм управления барабанного типа приведен на рисунке 1.

Установка требуемой частоты вращения осуществляется с помощью поворота маховика 1, имеющего фиксированные положения. Вращение передается на барабан 2. Профильные пазы на поверхности барабана взаимодействуют с переводными вилками 3,4 и 5. Вилки, перемещаясь по скалке 6, перемещают блоки в нужную сторону на требуемую величину хода.

Кулачковый механизм управления дискового типа приведен на рисунке 2.

Установка требуемой частоты вращения осуществляется с помощью поворота рукоятки 1, имеющей фиксированные положения. Вращение передается на кулачки 3 и 4 через зубчатое зацепление 2. Профильные пазы взаимодействуют посредством роликов 5 и 6 с переводными вилками 7, 8 и 9. Вилки, перемещаясь по скалкам 10 и 11, перемещают блоки в нужную сторону на требуемую величину хода.

Механизм может быть выполнен без зубчатых колес, в этом случае каждый кулачек приводится от собственной рукоятки.

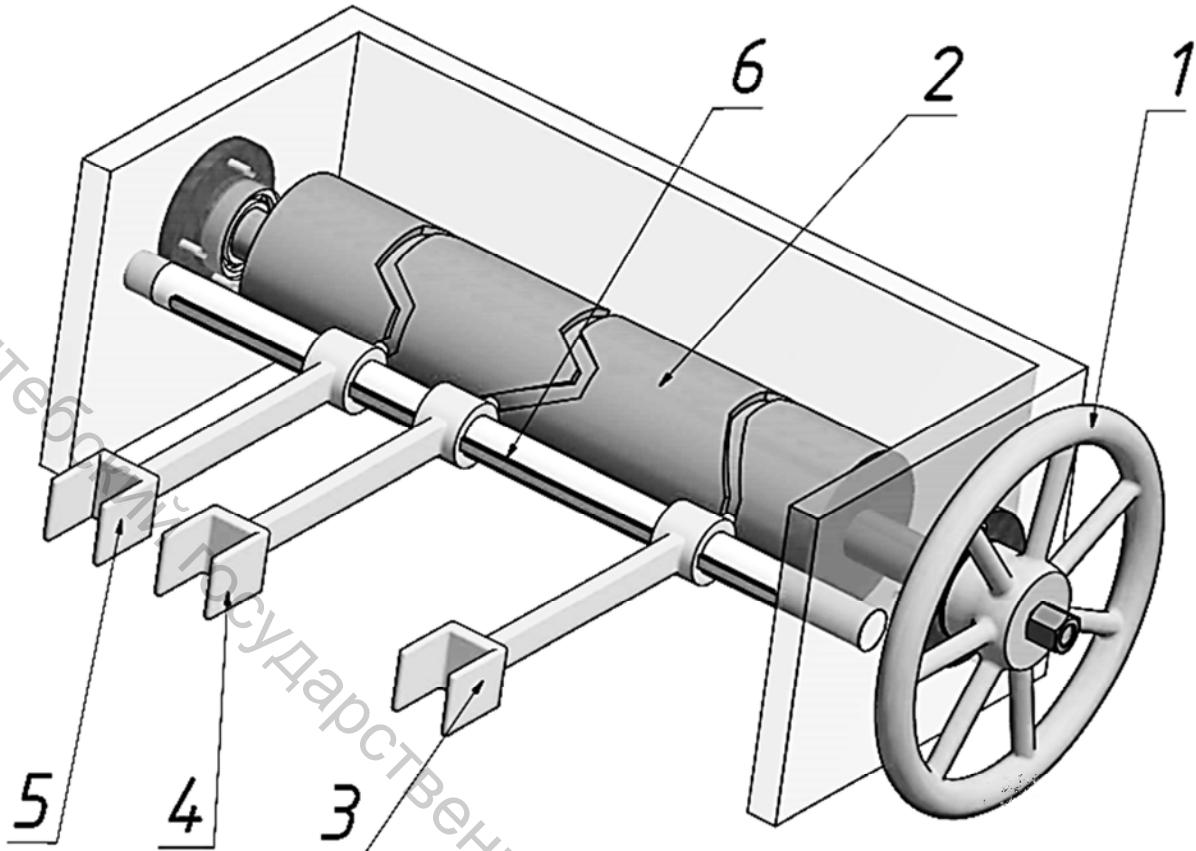


Рисунок 1 — Кулачковый механизм управления барабанного типа

#### 4.3 Определение вида и величины необходимых перемещений в механизме переключения передач

К основным расчетно-конструктивным параметрам барабанных и дисковых кулачков относятся по рисунку 3 [10]:

- диаметр кулачка  $D$ ;
- величина подъема профиля  $H$ ;
- размеры паза, определяемые размерами ролика  $d_r$  и  $b$ ;
- угол подъема профиля  $\theta$ .

Размеры роликов нормализованы и приведены в таблице 1 [10].

Значение перемещения блока шестерен или муфты определяется по чертежу развертки по валам коробки передач.

Это значение должно быть равно величине подъема профиля кривой на кулачке  $H$ , если механизм без мультиплексации. Если переключение производится с применением рычагов, то величина  $H$  зависит от соотношения плеч рычага.

Рисунок 2 — Кулачковый механизм управления дискового типа

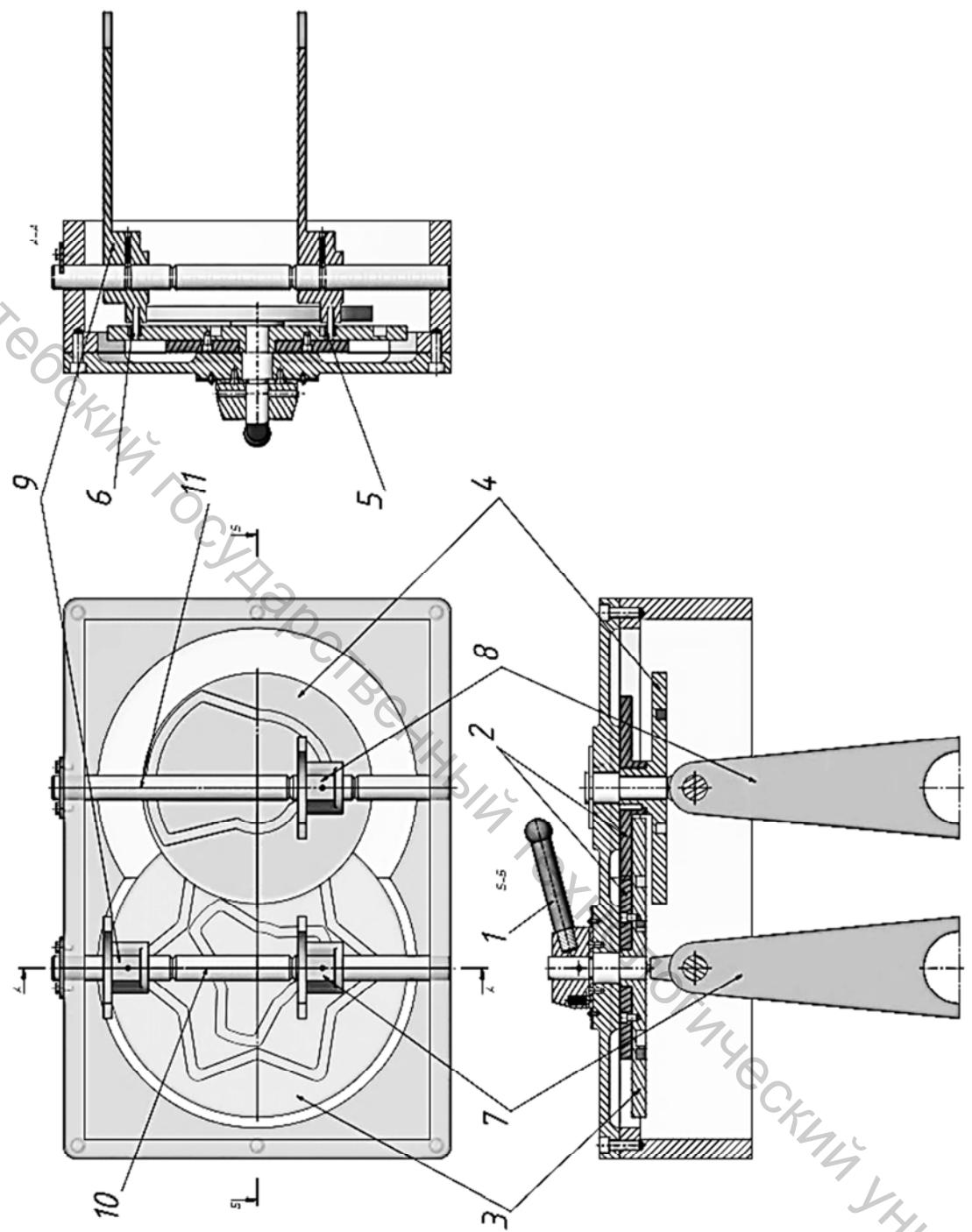


Таблица 1 — Нормализованные размеры роликов

Наименование размера	Численное значение размера, мм							
Наружный диаметр, мм	10	12	16	20	25	32	40	50
Высота, мм	5	6	8	10	12	16	20	25
Диаметр отверстия, мм	5	6	8	10	13	16	20	25

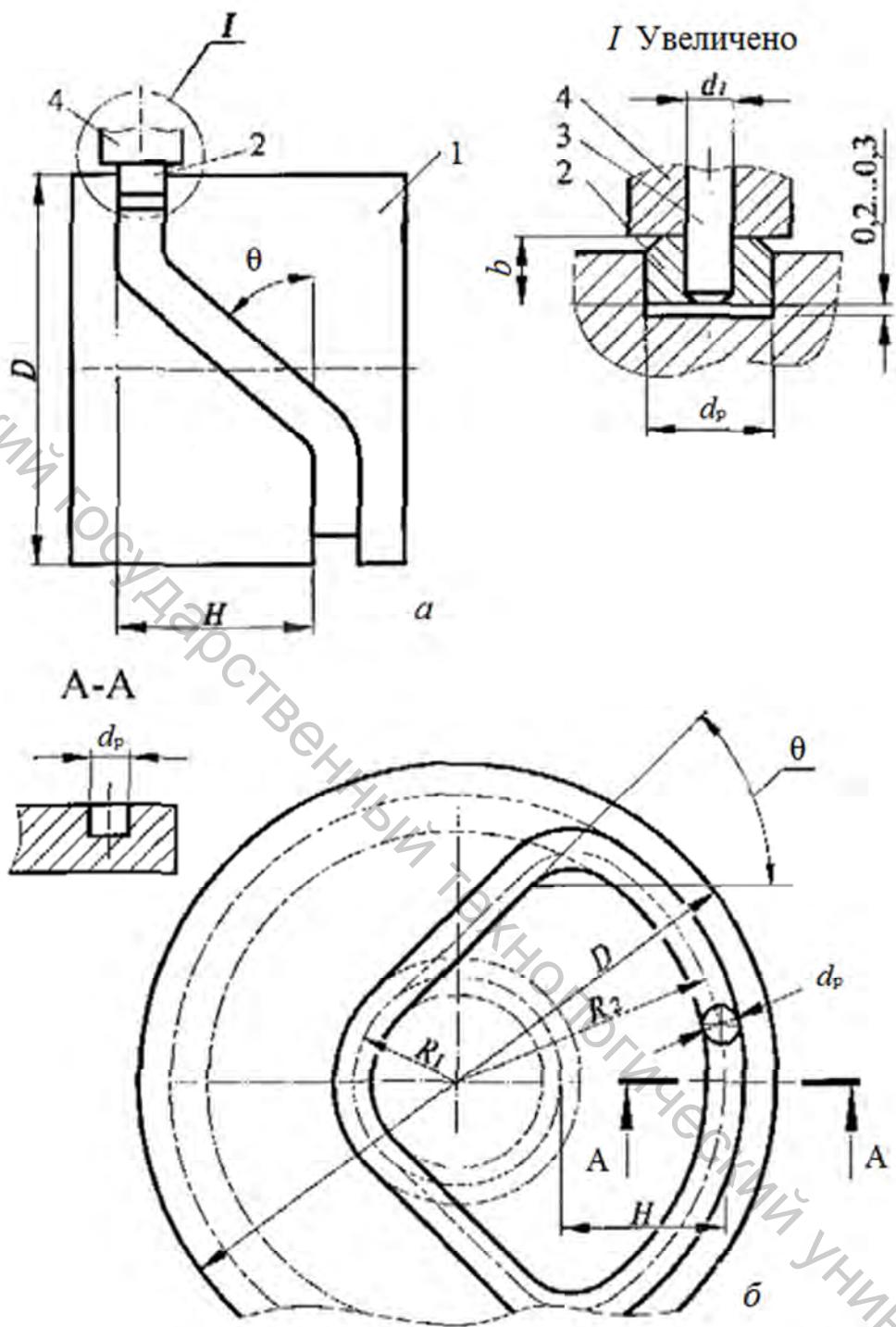


Рисунок 3 — Основные конструктивные параметры кулачков:  
а — барабанного; б — плоского

Важным конструктивным параметром при проектировании является угол подъема профиля  $\theta$  криволинейного паза на кулачке, также называемый углом давления.

Существует множество определений данного угла  $\theta$ , рекомендуем студентам пользоваться следующим: углом давления называется угол между направлением движения и направлением силы, вызвавшей это движение.

В литературе [10] имеются рекомендации по выбору угла не более  $50^\circ$ .

Следует отметить, что при угле более  $50^\circ$  механизм обычно лишается возможности движения. При углах менее  $50^\circ$ , но близких к нему, коэффициент полезного действия механизма неоправданно низок, что приводит к большим усилиям на рукоятках переключения. При углах менее  $35^\circ$  градусов усилия существенно меньше, но неоправданно вырастают габариты кулачков. Поэтому рекомендуемый интервал значений углов для кулачков с низкой скоростью перемещений  $35^\circ$ – $50^\circ$ .

#### 4.4 Определение размеров и профиля кулачков

Определение размеров кулачка и профилирование паза описано в [10]. Профилирование выполняется в зависимости от структурной сетки коробки и представлено на рисунке 4 [10].

Напротив графика структурной сетки в произвольном масштабе наносится контур развертки в виде прямоугольника со сторонами  $\pi D$  и  $L$  величины, которые на начальном этапе работы еще неизвестны. Далее в этом прямоугольнике наносится сетка, состоящая из вертикальных и горизонтальных линий. Количество вертикальных линий определяется числом положений, которое может занимать подвижный блок или муфта при переключении, а горизонтальных — числом частот вращения коробки передач. Расстояния между вертикальными линиями сетки известны и равны величинам ходов переключаемого элемента. Так по графику структурной сетки по рисунку 4 видно, что с каждым положением двойного блока отрабатываются 3 положения тройного блока. В соответствии с необходимыми переключениями на развертку наносят траекторию паза. Очевидно, диаметр  $D$  барабанов зависит от количества частот вращения  $Z$ , максимальной величины подъема профиля  $H$  и допустимого угла подъема профиля  $\theta$ .

Из схемы на рисунке 4 следуют соотношения

$$\pi D = T \cdot Z ;$$

$$D = \frac{T \cdot Z}{\pi},$$

где  $T$  — длина участка развертки между двумя соседними положениями кулачка.

Угол наклона профиля на участке с его максимальным подъемом

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{H}{t},$$

где  $t$  — вспомогательная величина  $t = T - d_p$ ,  $d_p$  — наружный диаметр ролика.

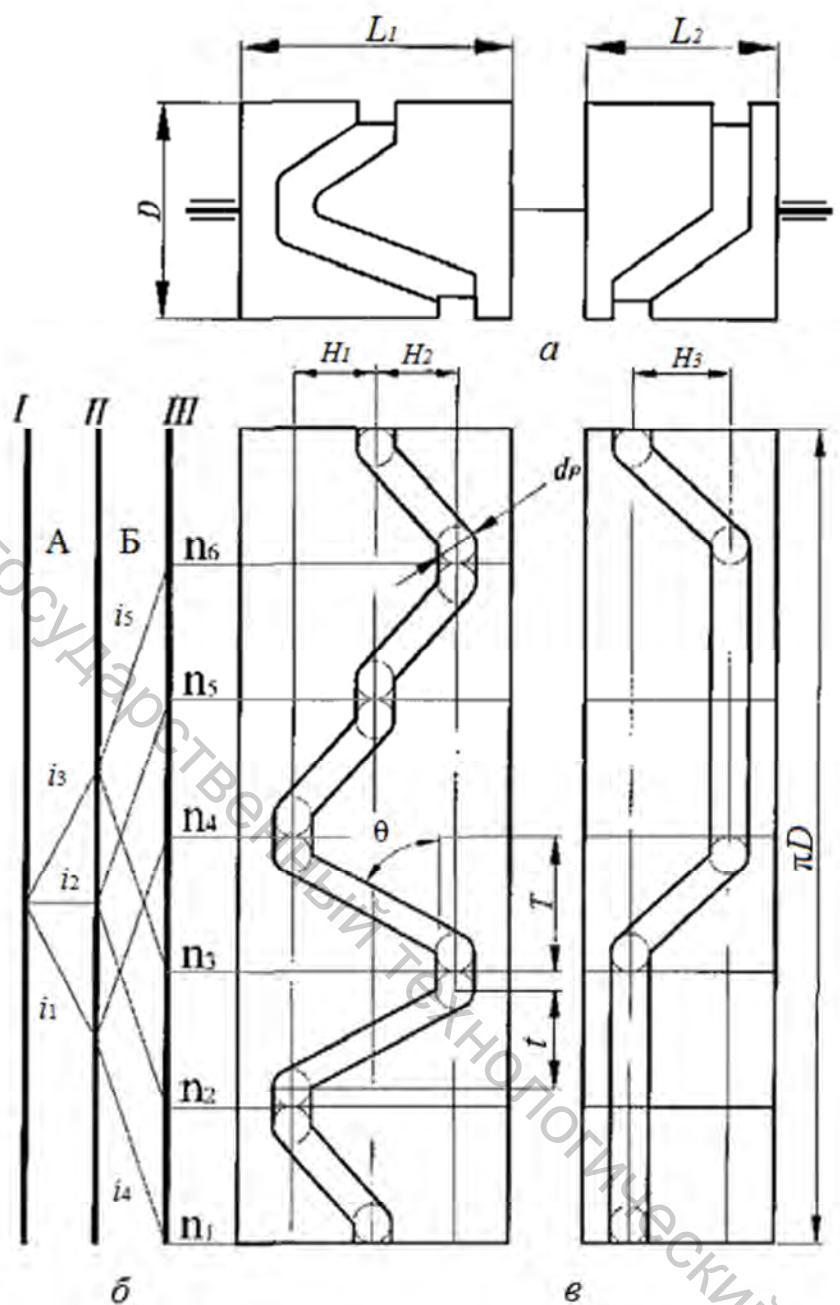


Рисунок 4 — Посторенние разверток барабанных кулачков:  
а – барабанные кулачки; б – график структурной сетки; в – развертки кулачков

Тогда диаметр барабанного кулачка определится выражением

$$D = \frac{Z \cdot \left( \frac{H}{\tan \theta} + d_p \right)}{\pi}$$

Как указывалось ранее, принимают  $30^\circ < \theta < 50^\circ$ , а диаметр ролика  $d_p = 10 \div 15$  мм.

Длину барабана принимают равной  $L = H + d_p + (10 \div 15)$ , мм.

В зависимости от компоновки механизма переключения на одном барабанном или дисковом кулачках могут быть выполнены несколько пазов. Однако следует понимать, что это приводит к неприемлемым габаритам кулачков.

Так при структурной формуле типа  $4 \times 3 \times 3$  диаметр барабанного кулачка близок к 1 м. Поэтому кулачковые механизмы, как правило, не содержат более двух пазов.

Порядок профилирования плоского кулачка для переключения блока в 6 скоростной коробке передач (рис. 3 б и рис. 4 б).

При профилировании плоского кулачка для переключения двойного блока в 6-скоростной коробке передач (рис. 3 б и рис. 4 б). Из графика структурной сетки следует, что двойной блок должен находиться в одном положении при установке частот  $n_1, n_2, n_3$ , и переключаться в другое — при включении  $n_4, n_5, n_6$ .

Вычерчивается наружная окружность плоского кулачка диаметром 100...150 мм (рис. 5), далее окружность делится на  $Z$  равных частей и проставляются частоты вращения  $n_1, n_2, n_3 \dots n_j$ . В рассматриваемом примере  $Z = 6$ .

Далее определяют минимальный радиус

$$R = \frac{H \cdot \sin\left(90^\circ + \frac{\Phi}{2}\right) \cdot \sin\left(90^\circ - \theta - \frac{\Phi}{2}\right)}{\sin \theta \cdot \sin \frac{\Phi}{2}},$$

где  $H$  — высота подъема профиля, равная величине хода переключаемого блока шестерен или муфты при непосредственном соединении с переводной вилкой;  $\theta$  — угол подъема профиля;  $\Phi$  — угол сектора на кулачке.

Максимальный радиус  $R_2 = R_1 + H$ .

После этого проводят окружности радиусами  $R_1$  и  $R_2$  и соединяют их отрезками прямых на участках переключения скоростей  $n_3, n_4$  и  $n_6 - n_1$ .

Штрихпунктирная линия, проходящая через точки 1–2–3–4–5–6–1, будет являться осевой линией паза. Ширина паза определяется диаметром ролика  $d_p$  и его контур наносится на схему после изображения осевой линии.

Максимальный диаметр кулачка

$$D = 2R_2 + d_p + 2\Delta,$$

где  $\Delta$  — расстояние между торцом паза и наружным диаметром кулачка ( $\Delta = 6 \div 10$  мм).



Рисунок 5 — Схема к определению траектории паза и размеров дискового кулачка

Основное достоинство механизмов селективного управления состоит в том, что при установке нужной частоты вращения не требуется производить последовательное переключение всех шестерен, как в механизмах централизованного последовательного управления, а можно сразу осуществить включение требуемой скорости, чем значительно сокращается время на переключение.

От одного селективного диска одновременно может производиться управление несколькими подвижными блоками (обычно не более четырех).

На рисунке 6, а изображен внешний вид сборного селективного диска для управления 6-ти скоростной коробкой передач, имеющей двойной и тройной блок шестерен.

Установка тройного блока шестерен в нужную позицию (рис. 6 б) при включении частот вращения  $n_1, n_2$  и  $n_3$  обеспечивается тремя различными положениями толкателей 1 и 2, которые они занимают при перемещении и повороте дисков. Толкатели, управляющие двойным блоком, будут занимать только два крайних положения.

Порядок расположения отверстий на сборном селективном диске определяется при помощи графика структурной сетки (рис. 6 б).

Из графика видно, что при включении частот вращения от  $n_1$  до  $n_6$  тройной блок шестерен должен переключаться каждый раз. Двойной блок остается в одном неизменном положении при включениях частот вращения  $n_1, n_2$  и  $n_3$  и переводится в другое при установке  $n_4, n_5$  и  $n_6$ . В соответствии с этим и определяется порядок расположения отверстий на дисках, представляемый в форме таблицы на рис. 6 в.

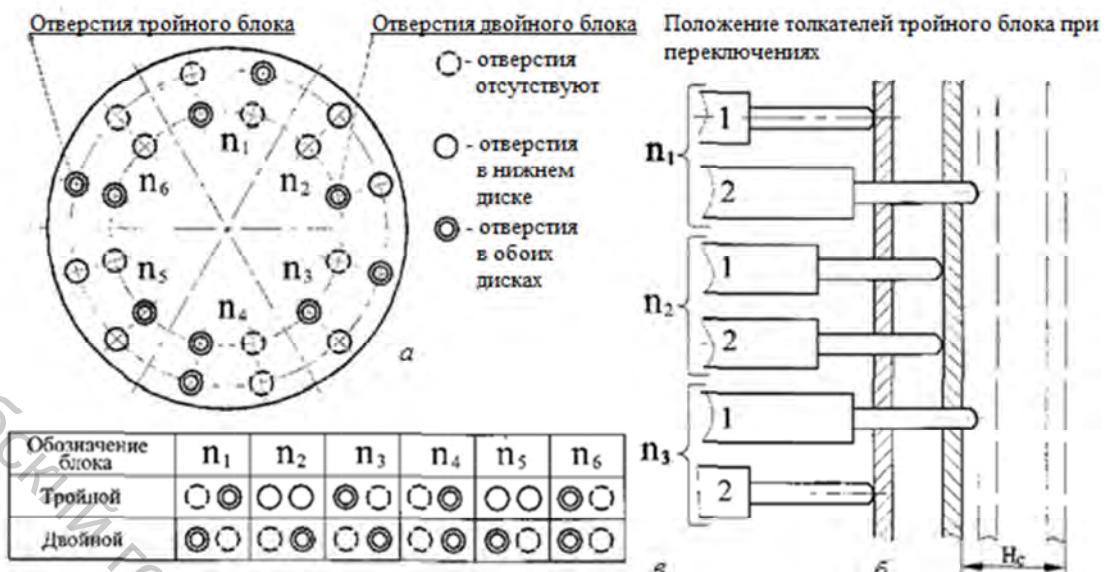


Рисунок 6 — Схема взаимодействия сдвоенного селективного диска

Величина хода селективного диска  $H_C$  должна обеспечивать самое большое перемещение блока между его крайними положениями. Если проектировать по наименьшему перемещению блока, для других придется применять передаточные механизмы, увеличивающие ходы блоков.

Основной задачей проектирования является определение размеров селективных дисков и выполнение на них требуемой комбинации отверстий с соответствующими координатами.

Приведенная на рис. 6 а схема двойного селективного диска поясняет порядок расположения отверстий и взаимодействие дисков с толкателями, но не может быть взята за основу при проектировании. Видно, что расстояния между сопряженными толкателями уменьшаются при их расположении ближе к центру диска и не остается места для размещения между ними реечной шестерни.

При проектировании механизма с селективными дисками и реечными толкателями сначала разрабатывают схему размещения толкателей относительно оси вращения дисков (рис. 7).

При этом оси сопряженных толкателей располагают на окружностях разного диаметра  $D_1$ , а шестерни, расположенные на одной оси, выполняют одинакового диаметра. При определенных соотношениях размеров и порядке расположения отверстий на дисках возможно расположение сопряженных толкателей и на одной окружности, но этот случай весьма сложен в проектировании и в настоящей работе не рассматривается.

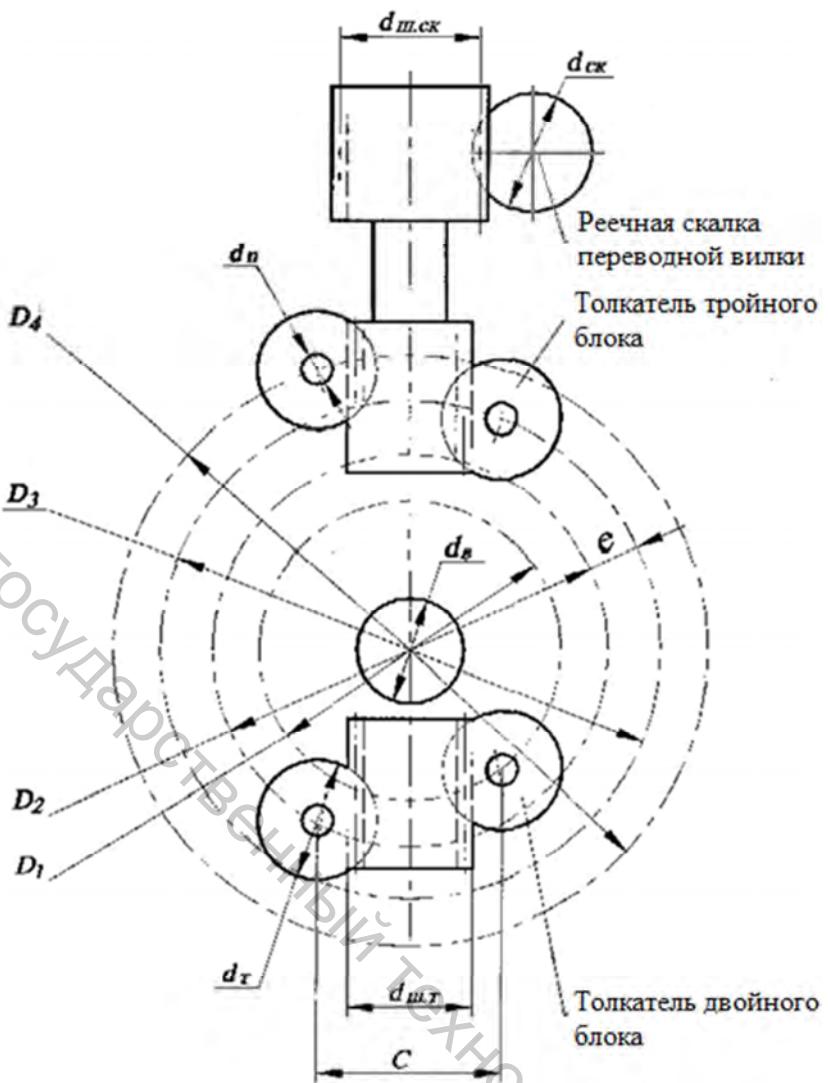


Рисунок 7 — Расчетная схема дискового селективного механизма управления с реечными толкателями

Для станков малых и средних размеров при проектных расчетах обычно принимают:

- диаметр валика, на котором крепятся диски  $d_n = 20 \div 25$ , мм;
- диаметр толкателей  $d_T = 20 \div 25$ , мм;
- диаметр пальцев толкателей  $d_{\Pi} = 5 \div 8$ , мм;
- модули шестерен  $m = 1,5 \div 2$ , мм;
- число зубьев шестерен сопряженных толкателей  $Z_{ш.т} = 10 \div 12$ ;
- диаметр скалки переводной вилки  $d_{ск} = (1 \div 1,5)d_T$ .

Величина осевого перемещения двойного селективного диска

$$H_c = H + \Delta,$$

где  $H$  — минимальная величина хода одного из блоков;  $\Delta$  — гарантированный зазор между торцами диска пальцами толкателей,  $\Delta = 3 \div 5$  мм.

Длина пальцев толкателей принимается равной  $h_{\Pi} - H + 2\Delta$ .

Число зубьев  $Z_{\text{Ш.СК}}$  шестерни, перемещающей скалку с переводной вилкой, определяют из соотношения

$$H - H_c \cdot \frac{Z_{\text{Ш.СК}}}{Z_{\text{Ш.Т}}}.$$

Величина  $C$  (см. рис. 4), необходимая при построениях, определяется размерами шестерни и толкателя

$$C = m \cdot Z_{\text{Ш.Т}} + (d_{\text{T}} - 2m).$$

Диаметр первой (самой малой) окружности

$$D = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{d_r}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{\text{Ш.Т}}}{2}\right)^2} + \left(\frac{d_{\text{T}}}{2}\right),$$

где  $d_{\text{Ш.Т}}$  — диаметр делительной окружности шестерни сопряженных толкателей  $d_{\text{Ш.Т}} = m \cdot Z_{\text{Ш.Т}}$ .

В некоторых конструкциях механизмов валик, на котором крепятся диски, располагается не вдоль толкателя, а с противоположной стороны диска и поэтому не мешает размещению толкателей и шестерни. В этом случае при определении  $D_1$  принимают  $d_B = 0$ .

Диаметры остальных окружностей, на которых будут располагаться отверстия под пальцы толкателей, определяют последовательно по мере их увеличения

$$D_i = D_1 \cdot 2e,$$

где  $e$  — расстояние между двумя соседними окружностями,  $e = k \cdot d_{\Pi}$ .

Коэффициент  $k = 0,5 \div 1,2$  зависит от близости отверстий на соседних окружностях и уточняется при графическом построении. Минимальное расстояние между отверстиями на селективном диске должно быть не менее 2 мм.

Наружный диаметр селективных

$$D_C = D_{1\max} + \Delta,$$

где  $\Delta$  — величина, задаваемая конструктивно,  $\Delta = 5 \div 10$  мм.

Далее выполняют разметку отверстий (рис. 8) па селективных дисках, пользуясь заранее составленной комбинацией их расположения в порядке увеличения частот вращения.

Сначала по известным значениям  $R_i$  и  $C$  определяют центры толкателей или переносят их со схемы на рисунке 6, если она выполнена в масштабе.

С этими центрами связывают отверстия, при помощи которых будет возможно включение первой частоты вращения  $n_1$  коробки передач. Координаты центров этих отверстий задаются на селективных дисках при

помощи соответствующих значений  $R_i$  и углов  $\alpha_i = \arcsin\left(\frac{C}{2R_i}\right)$ . Координаты отверстий, соответствующих включению  $n_1, n_2 \dots n_z$ , будут определяться при помощи углов  $B = \frac{360}{z}$ . Чтобы не ошибиться в порядке расположения координат отверстий на дисках, следует показывать отсутствующие отверстия штриховыми линиями.

Зазоры между отверстиями в селективных дисках и пальцами толкателей составляют до 1 мм на диаметр. Но иногда этого недостаточно, чтобы пальцы беспрепятственно вошли в отверстия. Поэтому для обеспечения надежного ввода пальцев толкателей в отверстия дисков во многих конструкциях применяют специальный конусообразный штырь ловитель, дополнительно ориентирующий диски при их перемещении. Диски, толкатели и ловитель изготавливаются из стали 40Х и термически обрабатываются до твердости HRC 48...51.

#### 4.5 Расчет сил в кулачковых механизмах

Кулачковые механизмы в силу применения наклонных профилированных пазов позволяют небольшим усилием перемещать элементы с силой сопротивления перемещению значительно большей.

Схемы к расчету кулачковых механизмов приведены на рис. 9 и рис. 10.

На рис. 9 обозначены барабан 1, ось 2 барабана 1, ролики 3, рукоятка переключения 4, ход  $H$  роликов 3.

Также показана сила  $F$  по нормали  $n-n$  в контакте ролика 3 с профилированным пазом барабана 1; сила  $F_1$ , противодействующая силам сопротивления перемещению блока или муфты; сила  $F_2$ , которую преодолевает нормированное усилие в 40 Н от руки оператора; плечо  $L$  приложения силы 40 Н; радиус  $r$  барабана 1, равный плечу приложения силы; два варианта угла подъема профиля паза (угла давления)  $\theta$  в  $35^\circ$  и  $50^\circ$ .

Следует обратить внимание, что величина силы  $F_1$  рассчитывается как сумма всех сил сопротивления перемещению блока или муфты. Это усилие снятия с фиксации, силы трения, силы сопротивления вхождения зубьев в зацепление. При этом необходимо учитывать, что параллельный перенос сил возможен только с наложением момента. Чем больше длина переноса, тем больше будут силы трения в элементах механизма управления, вплоть до его остановки. Поэтому в конструкции механизма следует избегать длинных вилок.

Сила  $F_1$  действует вдоль барабана 1, это указано на сечении A–A. Поэтому часто записываемое уравнение  $L \cdot 40 = r \cdot F_1$  ошибочно, и свидетельствует о непонимании работы кулачков, так как в этом уравнении нет влияния угла подъема профиля.

Два варианта угла подъема профиля паза показывают, что с увеличением угла возрастает сила  $F_2$  при одной и той же силе  $F_1$ . Именно сила  $F_2$ , величина которой определяется углом наклона профилированного паза и рассчитывается геометрически известным образом, действует на радиусе  $r$ . Поэтому справедливым является уравнение  $L \cdot 40 = r \cdot F_2$ .

По рис. 9 видно, что при возрастании угла  $\theta$  с  $35^\circ$  до  $50^\circ$  при одной и той же силе  $F_1$  существенно возрастает сила  $F_2$ . Следовательно, для варианта с большим углом подъема потребуется большая длина рукоятки. Но в варианте с малым углом требуется поворот барабана 1 на больший угол для обеспечения одинакового перемещения  $H$ .

Все сказанное выше справедливо и для расчета дискового кулачка по рис. 10. Дополнительно к терминам по рис. 9 здесь обозначено отклонение  $e$  координаты точки контакта ролика с пазом от оси перемещения ролика вдоль вертикальной оси симметрии. Это отклонение мало и моментом от силы  $F_1$  на плече  $e$  можно пренебречь. Найдя  $F_2$  в зависимости от  $F_1$  и угла подъема профиля кулачкового паза на диске, справедливо уравнение  $L \cdot 40 = r_{\max} \cdot F_2$ .

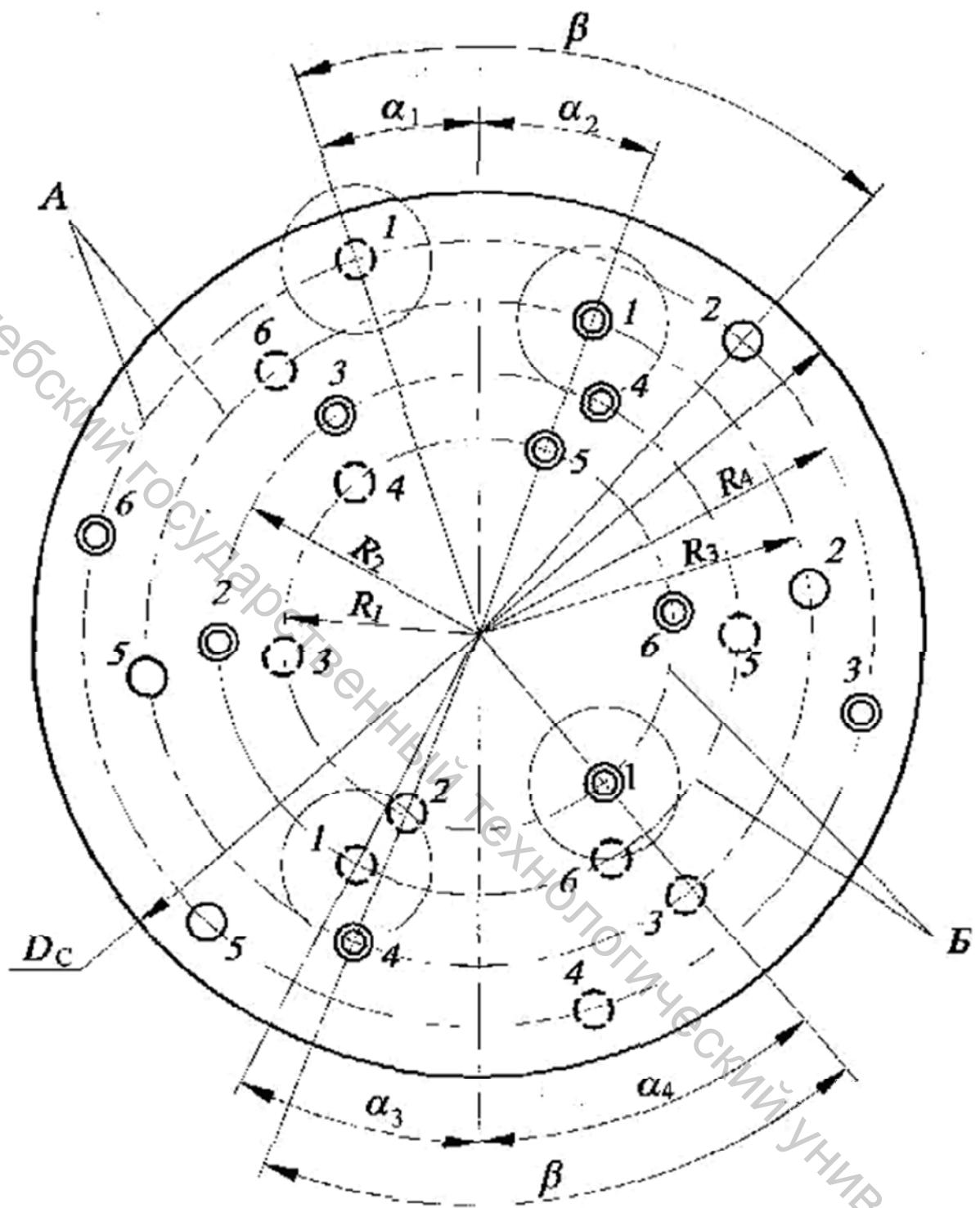


Рисунок 8 — Внешний вид сдвоенного селективного диска для управления скоростей коробки скоростей:  
А — окружности расположения отверстий тройного блока; Б — окружности расположения отверстий двойного блока; 1...6 — отверстия, соответствующие включению частот

вращения  $n_1 \dots n_6$

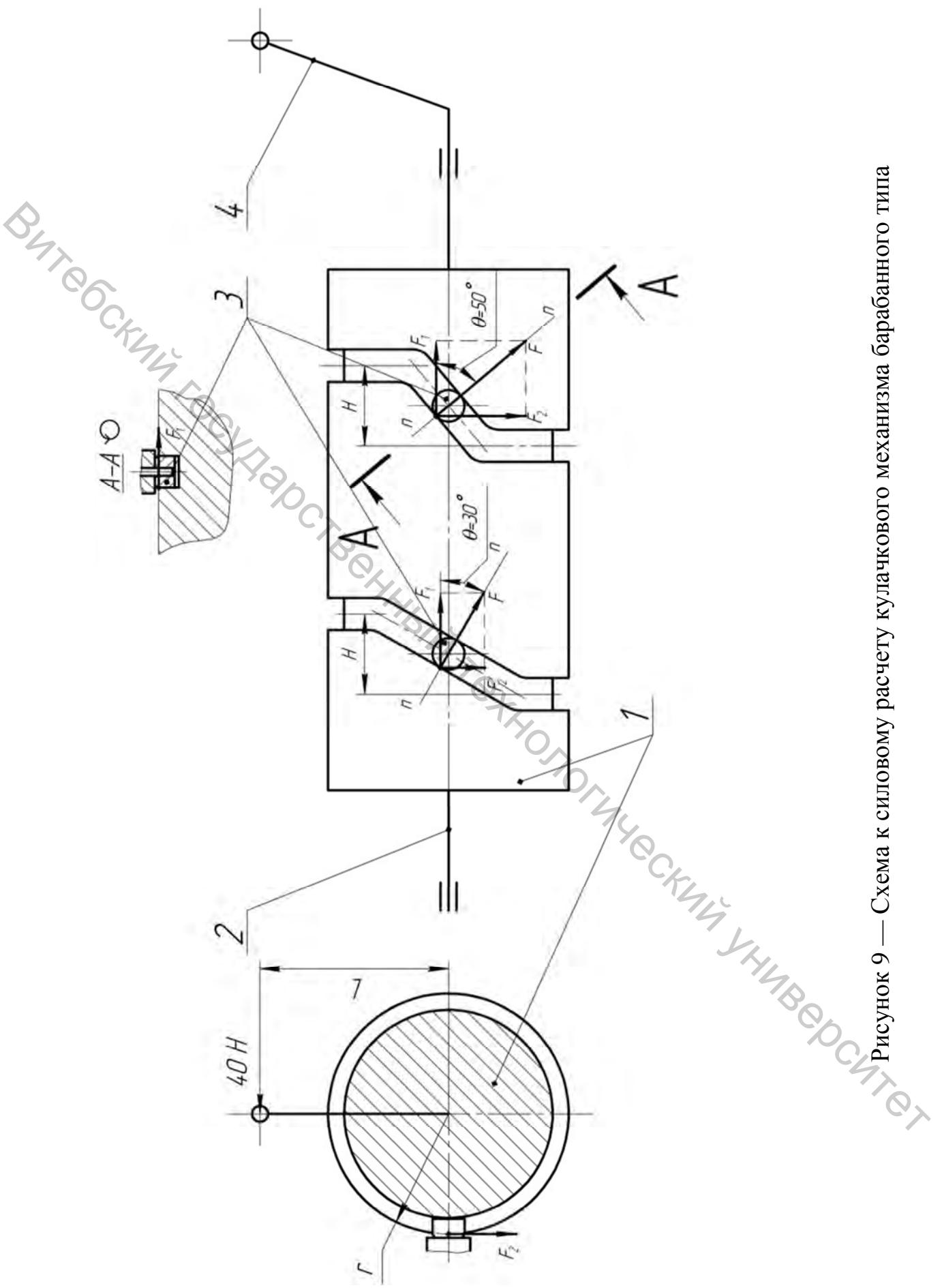


Рисунок 9 — Схема к силовому расчету кулачкового механизма барабанного типа

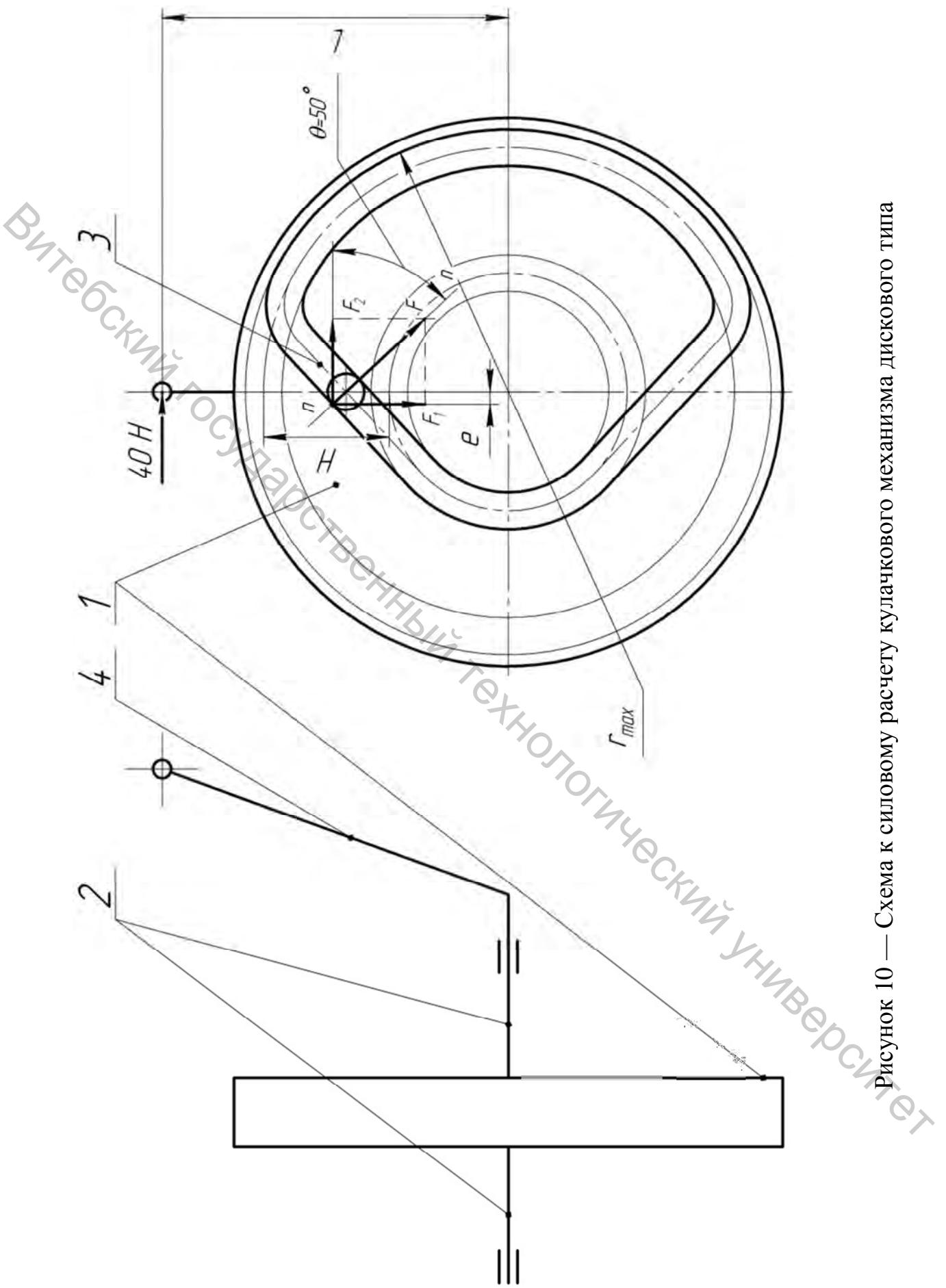


Рисунок 10 — Схема к силовому расчету кулачкового механизма дискового типа

## **5 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ, ОФОРМЛЕНИЕ И ЗАЩИТА КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

Общий порядок выполнения курсового проекта устанавливается методическими указаниями [1].

Пояснительная записка к курсовому проекту оформляется на листах формата А4 с соблюдением требований ГОСТ 7.32–2001 для текстовой части расчетно-пояснительной записи, ГОСТ 7.1–2003 для оформления списка использованных источников и требований ЕСКД для оформления графической части курсового проекта.

Графическая часть выполняется, как правило, на листах формата А1.

По решению кафедры «Технология и оборудование машиностроительного производства» (протокол № 4 от 26.10.2017 г.) обучающимся, выполнившим курсовой проект в виде трехмерной модели конструкции (например, с помощью Autodesk Inventor) необходимо приложить к записи диск с электронными версиями разработанных моделей и других документов, а также представить результаты проектирования на листах формата А4 в черно-белом варианте исполнения.

Обучающиеся дневного отделения, как правило, выполняют расчеты и графическую часть курсового проекта с использованием Autodesk Inventor. Защита таких курсовых проектов производится с использованием компьютерной техники и соответствующего программного обеспечения.

## **6 ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ К ЗАЩИТЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

1. Назовите детали коробок передач, обеспечивающие переключение частот вращения валов.
2. Назовите способы получения различных частот вращения валов.
3. Что такое двухваловая передача?
4. Что такое блок шестерен?
5. Как переключить передачи при косозубых шестернях?
6. Что такое шестерня-муфта?
7. Опишите преимущества и недостатки Вашего механизма переключения.
8. Чем вызвано размещение пружины между дисками в механизме с расходящимися дисками?
9. Назовите основные преимущества переключения передач с помощью муфт.
10. Назовите материалы для муфт.
11. Изобразите схему переключения с тройным блоком.
12. Изобразите схему переключения с блоком из четырех шестерен.
13. Назовите предельно допустимое усилие на рукоятке управления.
14. Опишите влияние величины ходов блоков в коробках передач на параметры механизма переключения применительно к Вашему механизму по заданию.
15. Изобразите схему сил в кулачковых механизмах.
16. Назовите физические эффекты, вызвавшие применение фиксаторов.
17. Укажите ограничения на длину вилок перемещения блоков шестерен.
18. Укажите пределы для величины угла давления в кулачковых механизмах.
19. Опишите влияние угла давления на габариты, усилия и к.п.д. в кулачковых механизмах.
20. Почему скалки ставят парами?
21. Приведите примеры конструктивного несовершенства механизмов переключения.
22. Как уменьшить погрешности механизмов переключения?
23. Чем вызвано применение сдвоенных дисков?
24. Что такое предварительный набор?
25. Каким узлом (деталью) регулируется величина перемещения вилок?
26. Что такое конусообразный штырь-ловитель?
27. Опишите методику определения координат отверстий на селективном диске.
28. Опишите основное достоинство механизмов селективного управления.
29. Опишите основной недостаток механизмов централизованного последовательного управления.

## **7 ИНФОРМАЦИЯ О ДОСТУПЕ К ВИРТУАЛЬНОЙ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ СРЕДЕ УО «ВГТУ» И ЭЛЕКТРОННЫМ РЕСУРСАМ КАФЕДРЫ ТИОМП**

Для удобства работы и развития навыков в работе с удаленными ресурсами студентам рекомендуется использовать материалы по учебной дисциплине, размещенные в виртуальной образовательной среде УО «ВГТУ» ([sdo.vstu.by](http://sdo.vstu.by)) и на сайте кафедры ТиОМП ([tiomp.vstu.by](http://tiomp.vstu.by)).

Далее приведены ссылки на методические материалы и примеры проектирования, доступ к которым можно осуществить по QR-кодам.

### **Методические материалы**

Конструирование и расчет станков. Конструирование и расчет станков и станочных комплексов : методические указания к курсовому проектированию для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» всех форм обучения / сост. Н. В. Путеев [и др.]. — Витебск : Министерство образования РБ, УО «ВГТУ», 2011. — 36 с.



Расчет и проектирование коробок передач станков : методические указания к лабораторной работе для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» всех форм обучения / сост. Н. В. Путеев [и др.]. — Витебск : Министерство образования РБ, УО «ВГТУ», 2012. — 24 с.



Механизмы переключения в коробках скоростей и подач станков : методические указания к лабораторной работе по курсам «Конструирование и расчет станков» и «Конструирование и расчет станков и станочных комплексов» для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» / сост. Н. В. Путеев [и др.]. — Витебск : Министерство образования РБ, УО «ВГТУ», 2011. — 26 с.



Конструирование станков и станочных комплексов. Расчет и проектирование валов коробок передач : методические указания к практической (семинарской) работе для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» / сост. Н. В. Путеев, А. Л. Климентьев, Р. В. Окунев. — Витебск : Министерство образования РБ, УО «ВГТУ», 2014. — 24 с.



### Полезные ссылки

Примеры выполнения курсовых проектов



Пример выполнения в 2D курсового проекта по коробке подач



Пример выполнения в 3D курсового проекта по коробке скоростей продольно-фрезерного станка

*Основные результаты проектирования*



Видеоролик-презентация

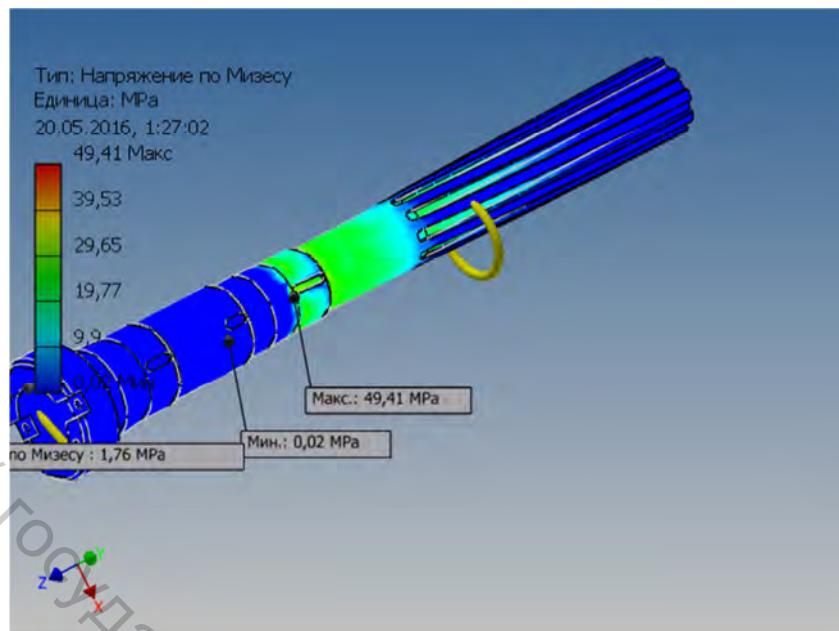


## **Фрагмент результата анализа деталей коробки скоростей продольно-фрезерного станка средствами Autodesk Inventor**

*Результат*

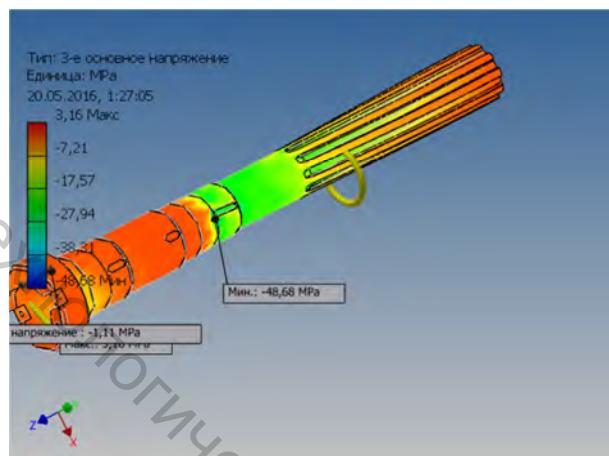
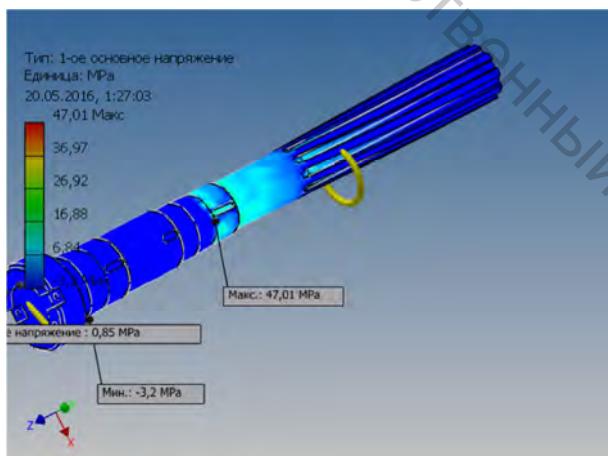
<b>Имя</b>	<b>Минимальная</b>	<b>Максимальная</b>
Объем	5654210 мм <sup>3</sup>	
Масса	44,4986 кг	
Напряжение по Мизесу	0,0181312 МПа	49,4052 МПа
1-ое основное напряжение	-3,201 МПа	47,0081 МПа
3-е основное напряжение	-48,677 МПа	3,16131 МПа
Смещение	0 мм	0,0748462 мм
Коэффи. запаса прочности	7,08428 бр	15 бр
Напряжение XX	-26,1002 МПа	25,4717 МПа
Напряжение XY	-22,5378 МПа	12,4915 МПа
Напряжение XZ	-22,4063 МПа	18,7276 МПа
Напряжение YY	-16,4298 МПа	14,3457 МПа
Напряжение YZ	-19,4935 МПа	20,3985 МПа
Напряжение ZZ	-22,8937 МПа	26,8766 МПа
Смещение по оси X	-0,0715183 мм	0,0737212 мм
Смещение по оси Y	-0,0740468 мм	0,0735686 мм
Смещение по оси Z	-0,00307111 мм	0,00310262 мм
Эквивалентная деформация	0,0000000804549 бр	0,000219003 бр
1-ая основная деформация	-0,00000176439 бр	0,000223304 бр
3-я основная деформация	-0,000222002 бр	0,00000179411 бр
Деформация XX	-0,0000873302 бр	0,0000937992 бр
Деформация XY	-0,000145369 бр	0,0000805705 бр
Деформация XZ	-0,000144521 бр	0,000120793 бр
Деформация YY	-0,0000989768 бр	0,000088716 бр
Деформация YZ	-0,000125733 бр	0,00013157 бр
Деформация ZZ	-0,0000840498 бр	0,0000934555 бр

## Напряжение по Мизесу

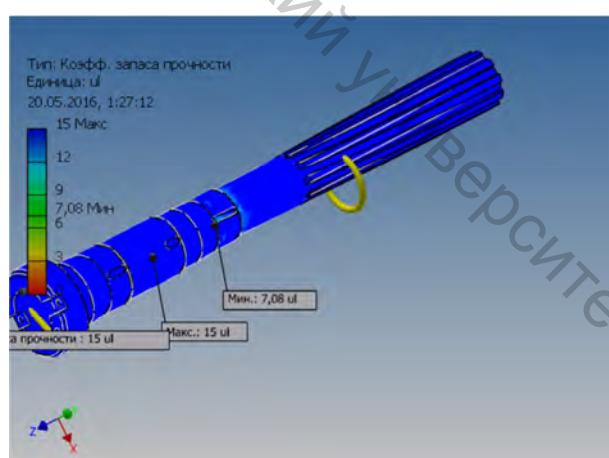
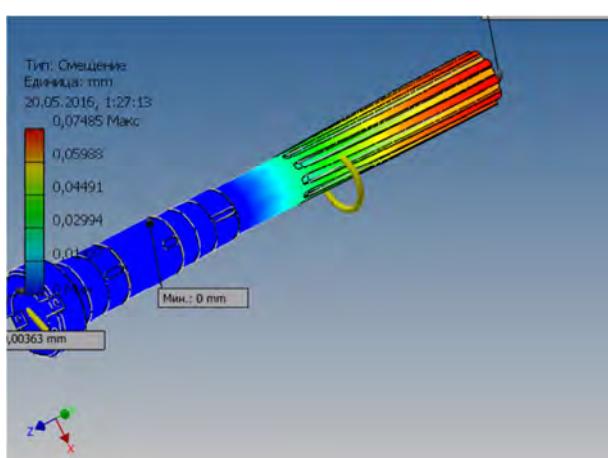


1-ое основное напряжение

3-е основное напряжение



Смещение



## **СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

1. Конструирование и расчет станков. Конструирование и расчет станков и станочных комплексов : методические указания к курсовому проектированию для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» всех форм обучения / сост. Н. В. Путеев [и др.]. — Витебск : Министерство образования РБ, УО «ВГТУ», 2011. — 36 с.
2. Расчет и проектирование коробок передач станков : методические указания к лабораторной работе для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» всех форм обучения / сост. Н. В. Путеев [и др.]. — Витебск : Министерство образования РБ, УО «ВГТУ», 2012. — 24 с.
3. Механизмы переключения в коробках скоростей и подач станков : методические указания к лабораторной работе по курсам «Конструирование и расчет станков» и «Конструирование и расчет станков и станочных комплексов» для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» / сост. Н. В. Путеев [и др.]. — Витебск : Министерство образования РБ, УО «ВГТУ», 2011. — 26 с.
4. Конструирование станков и станочных комплексов. Расчет и проектирование валов коробок передач : методические указания к практической (семинарской) работе для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» / сост. Н. В. Путеев, А. Л. Климентьев, Р. В. Окунев. — Витебск : Министерство образования РБ, УО «ВГТУ», 2014. — 24 с.
5. Кочергин, А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование : учеб.пособие для вузов машиностроит. спец. / А. И. Корчегин. — Минск : Высш. шк., 1991. — 381 с.
6. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для студ. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — Москва : Высш. шк., 2001. — 447 с.
7. Атлас конструкций узлов и деталей машин : учеб. пособие / Б. А. Байков [и др.]; под ред. О. А. Ряховского. — Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. — 384 с.
8. Зубченко, А. С. Марочник сталей и сплавов / А. С. Зубченко. — Москва : Машиностроение, 2001. — 672 с.

9. Шестерников, Л. В. Проектирование механизмов ручного управления коробками скоростей и подач металлорежущих станков / Л. В. Шестерников, Ю. В. Кирилин. — Ульяновск, 2002. — 88 с.
10. Как работают механизмы переключения зубчатых передач [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://www.youtube.com/watch?v=m4Jbq2CMGNg>. — Дата доступа: 17.11.2017 г.
11. Механизм переключения передач 2b [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://www.youtube.com/watch?v=95rnStth42A>. — Дата доступа: 17.11.2017 г.
12. 6Н82Г станок горизонтальный консольно-фрезерный [Электронный ресурс]. — Режим доступа: [http://stanki-katalog.ru/sprav\\_6n82g.htm](http://stanki-katalog.ru/sprav_6n82g.htm). — Дата доступа: 17.11.2017 г.

Учебное издание

## **КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СТАНКОВ.**

**Функциональный и силовой расчеты механизмов переключения передач  
в коробках металлорежущих станков**

Методические указания по выполнению курсового проекта

Составители:

Путеев Николай Владимирович  
Окунев Роман Владимирович  
Климентьев Андрей Леонидович

Редактор *Н. В. Медведева*

Корректор *Т. А. Осипова*

Компьютерная верстка *А. Л. Климентьев*

---

Подписано к печати 08.06.18. Формат 60x90 1/16. Усл. печ. листов 2.0.  
Уч.-изд. листов 2.0. Тираж 50 экз. Заказ № 174.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»  
210038, г. Витебск, Московский пр., 72.

Отпечатано на ризографе учреждения образования  
«Витебский государственный технологический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,  
распространителя печатных изданий № 1/172 от 12 февраля 2014 г.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,  
распространителя печатных изданий № 3/1497 от 30 мая 2017 г.