

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра деревообрабатывающих станков и инструментов

РАСЧЕТ ПОДАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ

Учебно-методическое пособие для выполнения дипломных и курсовых проектов по дисциплине проектирование и производство деревообрабатывающего оборудования для студентов специальности 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» специализации 1-36 05 01 03 «Машины и оборудование деревообрабатывающей промышленности»

Минск 2014

УДК 674.05:621.9.012.3
ББК 65.9(2)304.18
Р24

Рассмотрено и рекомендовано редакционно-издательским советом Белорусского государственного технологического университета

Составители:

С. А. Гриневич, В. В. Раповец

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент кафедры материаловедения
и технологии металлов БГТУ *П. В. Рудак*;
кандидат технических наук, заместитель директора
по производству ЧУП «Старовер» *Ю. В. Жданович*

Расчет подающих механизмов деревообрабатывающих станков : учеб.-метод. пособие для выполнения дипломных и курсовых проектов по дисциплине проектирование и производство деревообрабатывающего оборудования для студентов специальности 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» специализации 1-36 05 01 03 «Машины и оборудование деревообрабатывающей промышленности» / сост. : С. А. Гриневич, В. В. Раповец. – Минск : БГТУ, 2014. – 70 с.

Учебно-методическое пособие по расчету основных типов подающих механизмов деревообрабатывающих станков с примерами позволяет студентам освоить общие подходы к расчету усилий, действующих в механизмах подачи деревообрабатывающего оборудования.

Пособие предназначено для студентов V курса специальности 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» специализации 1-36 05 01 03 «Машины и оборудование деревообрабатывающей промышленности», а также магистрантов и аспирантов.

УДК 674.05:621.9.012.3
ББК 65.9(2)304.18

© УО «Белорусский государственный
технологический университет», 2014

ПРЕДИСЛОВИЕ

Представленное учебно-методическое пособие ставит своей целью закрепить и углубить навыки расчета приводов подающих механизмов деревообрабатывающих станков, полученные студентами на лекционных и практических занятиях, а также при самостоятельном изучении литературы.

В учебно-методическом пособии рассматриваются основные типы подающих механизмов деревообрабатывающего оборудования, применяемого в производстве. Отдельное внимание уделено конструкции устройств, обеспечивающих прижим и фиксацию заготовки. Приведены методические указания и общие подходы к расчету усилий, действующих в механизмах подачи деревообрабатывающего оборудования. Для наглядности в пособие включены примеры расчета тяговых усилий наиболее распространенных деревообрабатывающих станков.

Пособие также предлагает ознакомиться с методикой выбора электропривода для оборудования и содержит краткую информацию об электродвигателях, применяемых в деревообрабатывающих станках.

Учебно-методическое пособие востребовано при выполнении курсовых и дипломных проектов студентов.

Авторы выражают глубокую признательность магистранту Алифировцу Г. В. за помощь в оформлении графического материала.

1. ПОДАЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ

1.1. Классификация подающих механизмов

Механизмы подачи предназначены для осуществления движения подачи заготовки или рабочего органа главного движения. Их классификация приведена на рис. 1.1.

По характеру перемещения различают механизмы с возвратно-поступательным, шаговым и непрерывным движениями.

По виду траектории механизмы подразделяются на устройства с прямолинейной и криволинейной (обычно круговой), траекториями движения.

По типам применяемых механизмов для подачи заготовок используются конвейерные и вальцовые механизмы, столы и барабаны, каретки и суппорты, а также шарнирно-рычажные системы, которые обеспечивают подачу заготовок или режущего инструмента в условиях неподвижного, подвижного или комбинированного базирования.

Затем механизмы подразделяются по конструктивным признакам. Во многих случаях механизмы одной и той же группы могут быть использованы для перемещения заготовки и главного рабочего органа. Принцип действия и устройство механизмов подачи зависят также от вида связи заготовки с рабочими органами механизмов.

По связи подающего органа с обрабатываемым материалом механизмы подачи подразделяются на механизмы с жесткой и фрикционной связью.

Механизмы подачи с жесткой связью обеспечивают строго определенное (без проскальзывания) положение заготовки относительно рабочего органа подачи. Они могут перемещать заготовку по базирующим поверхностям (подвижное базирование) или приводят в движение рабочие органы подачи с закрепленной на них заготовкой или инструментом (неподвижное базирование).

При неподвижном базировании жесткая связь обычно достигается закреплением заготовки на установочной поверхности с помощью зажимов.

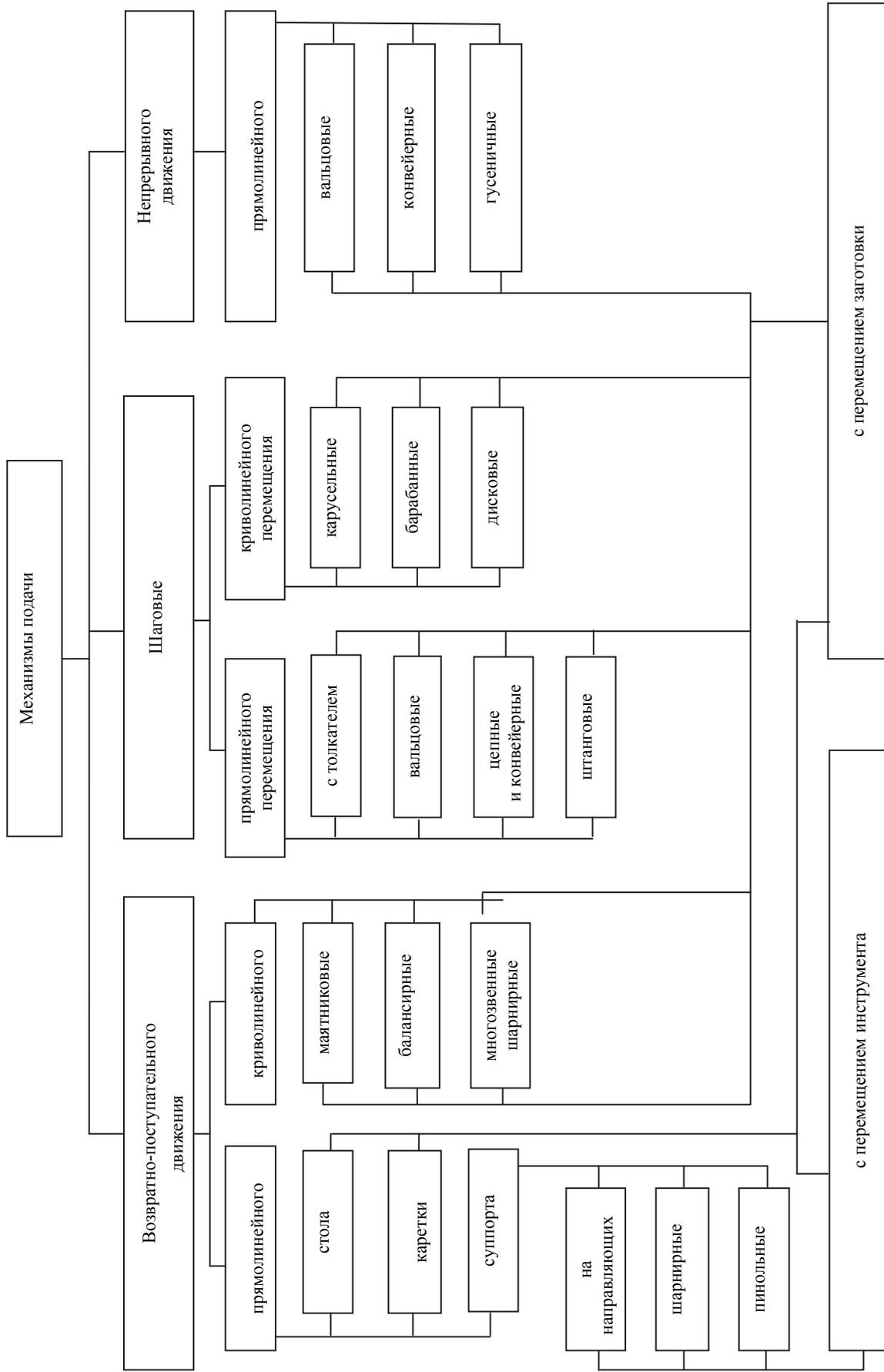


Рис. 1.1. Классификация механизмов подачи

1.2. Конструкции подающих механизмов

1.2.1. Конвейерные механизмы подачи

В соответствии с принятой классификацией конвейерные механизмы подачи относятся к механизмам поступательного непрерывного движения. В зависимости от конструктивных особенностей они могут обеспечивать как жесткую, так и фрикционную связь элементов конвейера и заготовок.

Конвейерные механизмы подачи с жесткой связью выполняются на базе стандартных приводных втулочных и роликовых цепей, тяговых пластинчатых цепей, специальных цепей и конвейерных лент.

При подвижном (скользящем) базировании заготовок относительно установочной поверхности жесткая связь заготовки с органами подачи осуществляется с помощью устройств, упирающихся в заготовку (например, в торец или кромку) или внедряемых в нее (рис. 1.2).

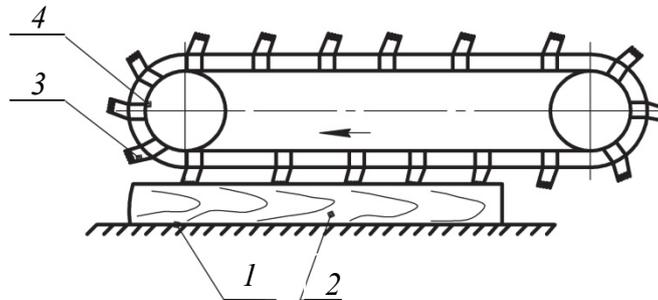


Рис. 1.2. Схема конвейерного механизма подачи с заостренными толкателями:
1 – заготовка; 2 – стол; 3 – заостренный упор; 4 – конвейер

Упирающиеся устройства часто применяются на конвейерах, они представляют собой упоры, установленные на их цепях.

Стандартные приводные и тяговые цепи с отверстиями в пластинах для закрепления упоров применяются, например, на круглопильных слесерных установках в лесопилении для поперечной торцовки и раскроя досок по длине, а также в линиях обрезки плит при большой длине перемещения со значительными скоростями подачи и невысокими требованиями к точности движения. Используются тяговые цепи с шагом 50, 100, 125 и 160 мм, количество параллельно расположенных цепей может достигать до 12.

Недостатки таких цепей очевидны: невысокая точность движения, большая масса (инерция), значительное энергопотребление (трение скольжения в шарнирах и поддерживающих цепи направляющих),

необходимость периодической очистки и смазки (древесная пыль адсорбирует смазку), невысокая их надежность.

Специальные конвейерные цепи используются для подачи заготовок на двухсторонних шипорезных станках и станках обрезки и облицовывания кромок. Применение таких цепей объясняется повышенными требованиями к точности движения, жесткости рабочих ветвей цепей в продольном и поперечном направлении, долговечности и значительными величинами сил резания и прижима. Как правило, механизм подачи выполняется в виде двух параллельных конвейеров, приводимых в движение от одного вала. Применяемые в станках конструкции специальных конвейерных цепей отличаются большим разнообразием. Шарниры звеньев конвейеров выполняются в виде подшипников скольжения или качения. Конвейерные цепи перемещаются по направляющим скольжения или качения прямоугольного, призматического или круглого сечения.

При подаче ролики звеньев конвейера катятся по направляющим (цепь «каткового типа»), что обеспечивает низкий коэффициент трения, невысокое энергопотребление, небольшие величины силы подачи и, как следствие, повышенную долговечность шарниров.

При проектировании и изготовлении цепей необходимо учитывать, что самой кинематикой цепной передачи уже «заложена» неравномерность скорости подачи цепей. Поэтому при использовании двух параллельных конвейеров важно обеспечить точность взаимного расположения зубьев и шпонок двух ведущих звездочек на ведущем валу и точность изготовления звеньев по шагу. Так, например, допуск размера по шагу для цепей высокого качества составляет $100 \pm 0,012$ мм.

В качестве примера рассмотрим схему круглопильного концевительного станка (рис. 1.3).

Станок оснащен двухцепным подающим конвейером 1 с упорами 2, проходящим под двумя продольными балками 3, на которых базируются заготовки. Заготовки скользят по балкам, подталкиваемые упорами. Слева и справа по ходу подачи имеются два пильных суппорта 5 с двухкоординатными (по вертикали и горизонтали) и угловыми настроечными перемещениями. Заготовки при подходе к зоне резания прижимаются к направляющим балкам 3 холостыми гусеницами 4, приводя их в движение за счет сил трения. Привод подающего конвейера осуществляется от электродвигателя через вариатор-редуктор.

Для обработки заготовок различной длины левая часть станка (пильный суппорт, цепь подающего конвейера, гусеничный прижим)

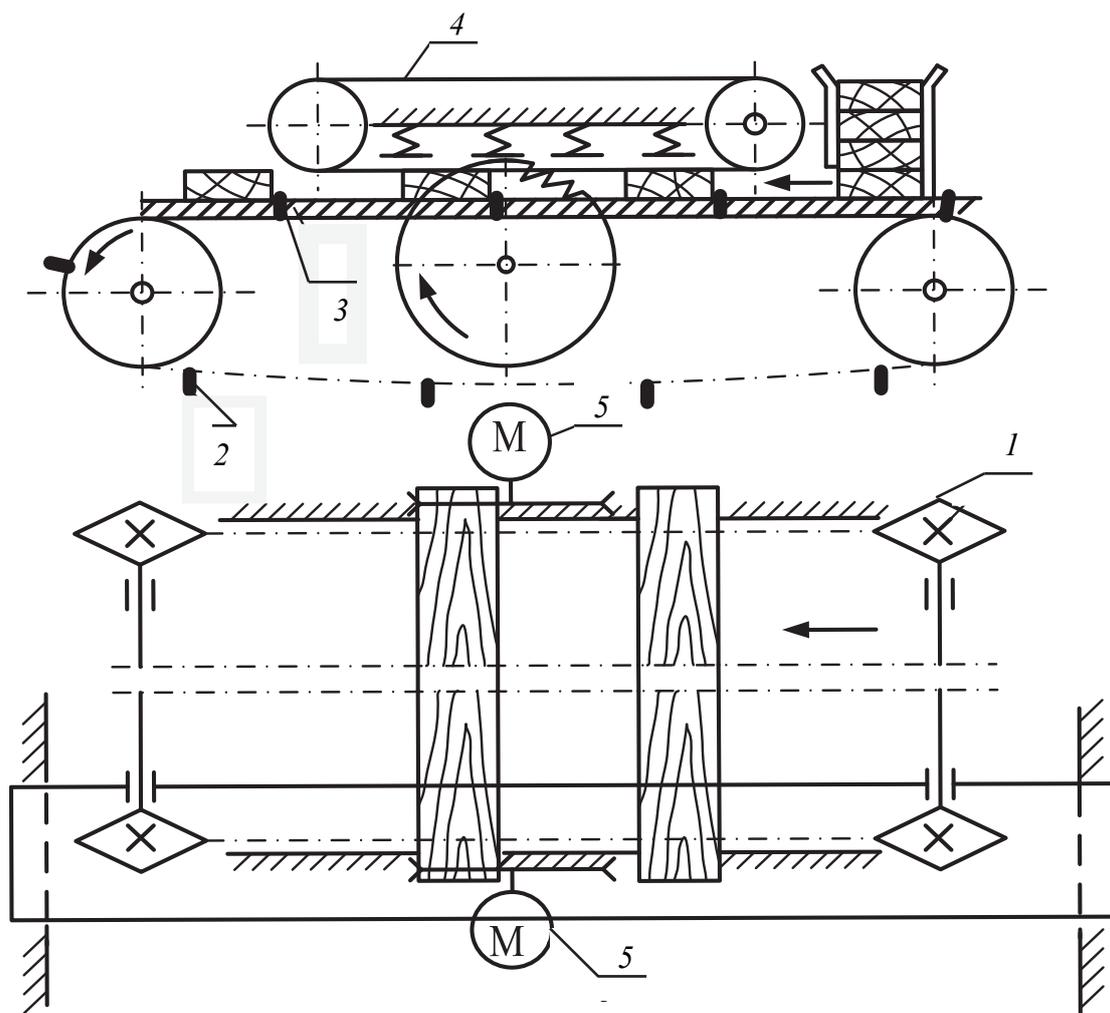


Рис. 1.3. Схема круглопильного концеравнительного станка с подвижным базированием и жесткой связью

смонтированы на одном блоке, который перемещается по направляющим в поперечном направлении.

Блок имеет ручное и механизированное (винтовое) наладочные перемещения.

Конвейерно-гусеничные цепи могут быть отнесены к разряду специальных, применение которых специфично для деревообрабатывающего оборудования. Они состоят из жестких (обычно металлических) шарнирно связанных в бесконечную цепь звеньев, приводимых в движение звездочками.

Гусеница (рис. 1.4) механизма подачи легкого прирезного круглопильного станка имеет ширину 200 мм и шаг 25,4 мм. На рабочей поверхности гусеницы 1 нанесено сетчатое рифление и имеется паз

шириной до 10 и глубиной до 5 мм для входа в него вершин зубьев пилы (обеспечение сквозного распиливания).

Втулочная роликовая цепь 4, с удлиненными осями 3 для соединения звеньев гусеницы, обеспечивает подачу и выполняет только тяговые функции. Точность движения конвейера и жесткость в поперечном направлении обеспечивается подвижным базированием звеньев гусеницы на V-образных направляющих 2 и 5, закрепленных на станине станка.

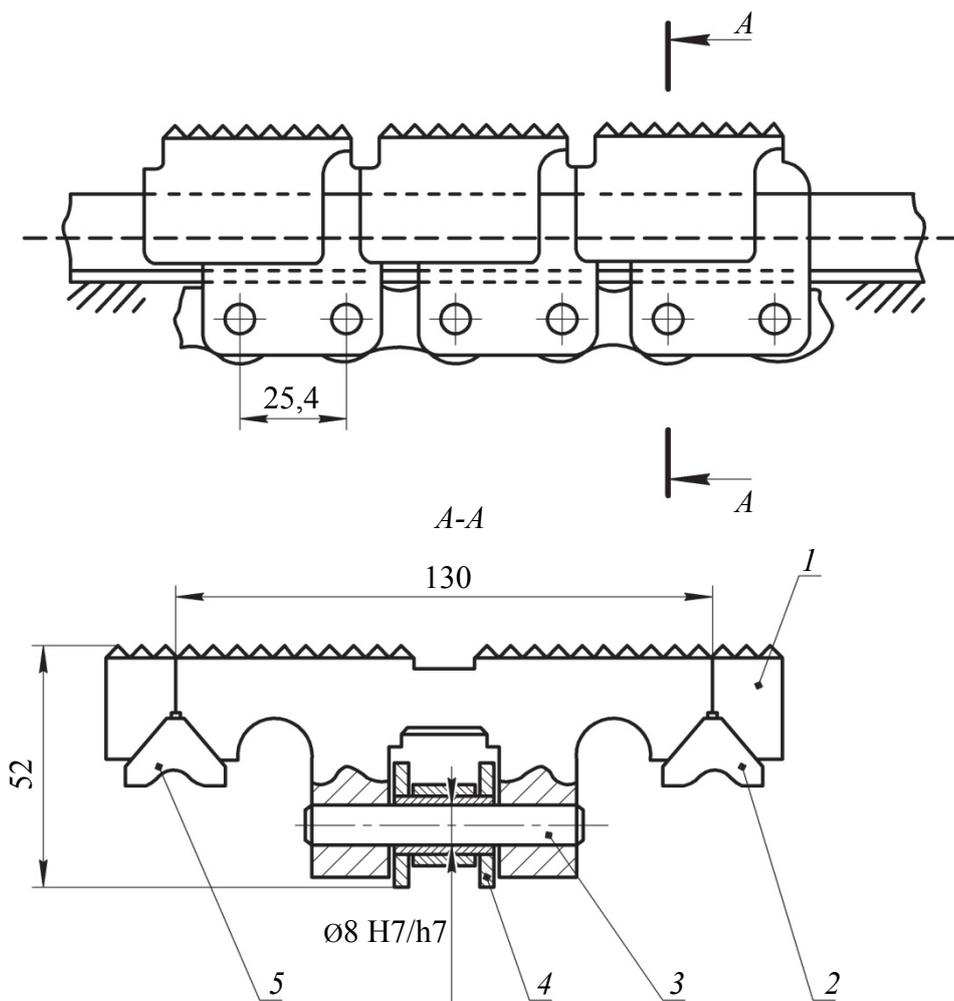


Рис. 1.4. Звено гусеничного конвейера механизма подачи прирезного круглопильного станка

Недостаток механизмов подачи этого типа – сравнительно быстрый износ шарниров и направляющих, по которым скользят элементы гусеницы. Для повышения долговечности применяют износостойкие материалы для элементов шарнира и направляющих, обеспечивают

надежную смазку, а в некоторых случаях в шарнирах устанавливают игольчатые подшипники.

Конвейерные ленты, как рабочие органы механизмов подачи с жесткой связью применяются для подачи заготовок в виде щитов с плоской поверхностью на широколенточных шлифовальных станках. Для жесткой фиксации заготовок незначительных размеров на ленте конвейера подачи в некоторых случаях целесообразно использовать вакуумно-силовое замыкание. Стол станка выполняется в виде полой рамы замкнутого объема в виде воздухозаборника, подключаемого к центробежному вентилятору.

Конвейерные механизмы подачи с фрикционной связью, как правило, выполняются в виде цепных и ленточных конвейеров.

Преимущество механизмов этого типа: более равномерный прижим обрабатываемой заготовки на большей площади, что снижает давление; исключение возможного смещения материала в продольном и поперечном направлении, что повышает точность обработки. В результате даже рифленные элементы конвейеров не оставляют заметных следов на обрабатываемом материале.

Цепные конвейеры подачи с фрикционной связью наиболее часто конструктивно выполняют на базе стандартных втулочных и роликочных цепей с приводной и натяжной звездочками (наиболее распространены в механизмах подачи кромкооблицовочных станков).

Ленточные конвейеры подачи с фрикционной связью широко используются при подаче заготовок в шлифовальных станках, ленточнопильных делительных станках с горизонтальным расположением пильной ленты, лаконоливных и др. станках при незначительных динамических нагрузках и невысоких требованиях к точности базирования. Ленточные бесконечные конвейеры из многослойной эластичной пластмассы с кордом, по сравнению с вальцовыми и цепными механизмами, положительно отличается простотой, малым весом, отсутствием необходимости смазки. Как правило, внутренняя сторона ленты изготавливается из антифрикционной пластмассы, а наружная – из пластмассы с повышенным коэффициентом трения по древесине с гладкой или рифленной поверхностью.

На рис. 1.5 представлена схема обработки щитовой заготовки на шлифовальном станке ШлПС-10. Станок ШлПС-10 оснащен широким утюжком и конвейерной подачей. Станок имеет две узкие шлифовальные ленты 10, движущиеся навстречу друг другу со скоростями 14 и 25 м/с. Вращение на шкивы 2 подается от индивидуальных электродвигателей 9 через клиноременные передачи 8 (на ри-

сунке показан один двигатель). Между утюжком и шлифовальной лентой на двух шкивах *1* натянута рифленая (протекторная) лента. Ее назначение – уменьшить износ утюжка и улучшить отвод шлифовальной пыли и тепла из зоны резания. Подача материала, обычно щитов, осуществляется смонтированным на столе *6* ленточным конвейером *5*, имеющим индивидуальный привод от мотора-редуктора *11*. Стол имеет установочное механическое перемещение по высоте. Деталь к столу прижимается роликами *7*.

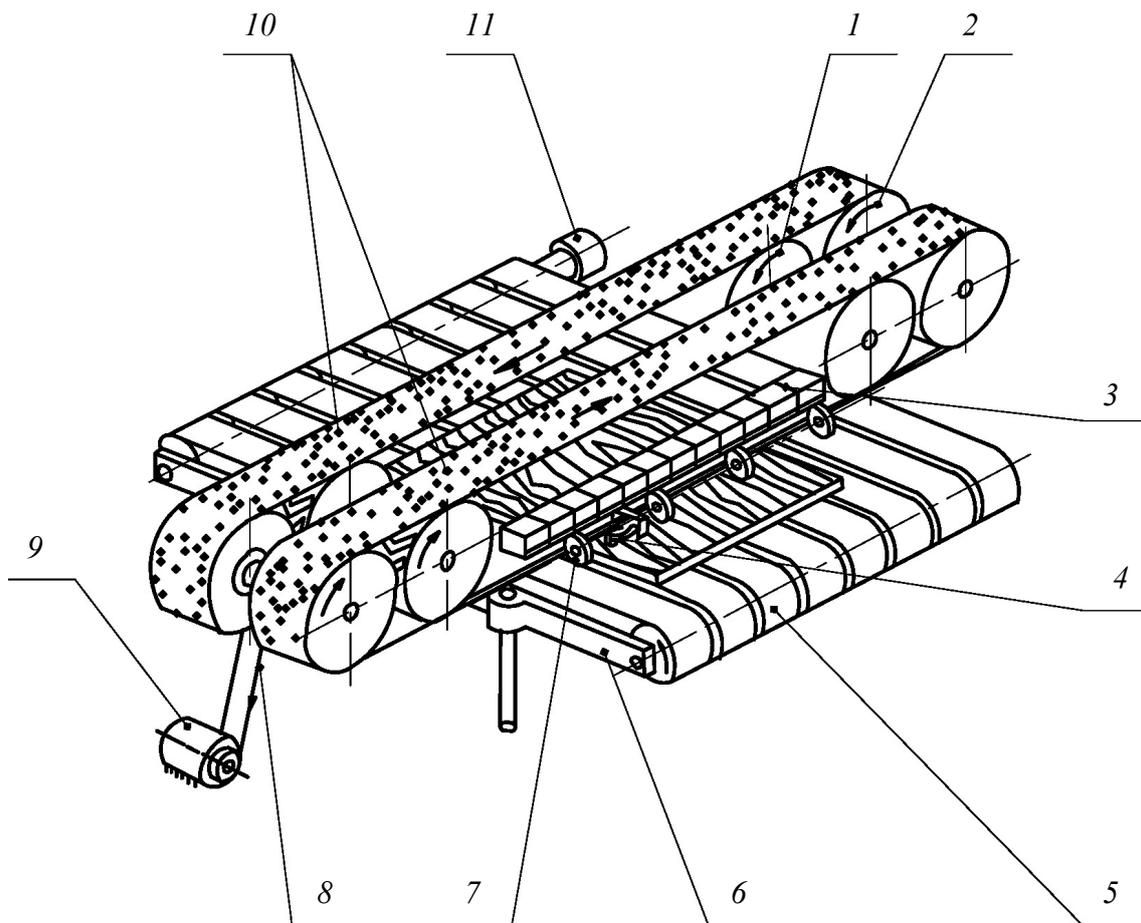


Рис. 1.5. Схема обработки на шлифовальном станке ШлПС-10

Базирование обрабатываемого щита происходит по верхним роликам, расположенных по обе стороны от утюжка. За счет давления в пневмокамерах опорная поверхность утюжка выступает ниже линии базирования на 0,2 мм и, благодаря фетровой подложке, облегает поверхность щита. В зависимости от выполняемой операции давление в пневмокамере регулируется для создания наилучших условий прижима. Между опорной поверхностью утюжка и шлифовальной лентой

для предотвращения нагрева и быстрого износа последней устанавливается войлочная антифрикционная лента с приклеенным слоем мелких стеклянных шариков, резко снижающих коэффициент трения.

Перед утюжком поперек конвейера 5 по числу секций устанавливается ряд контактных роликов 4, связанных с электронным реле времени, управляющим опусканием и подъемом каждой секции утюжка. Щит, проходя под роликами, поднимает часть из них, подавая сигнал на опускание только тех секций утюжка, которые соответствуют его ширине. Это позволяет избежать шлифовки продольных ребер щита, особенно при обработке деталей переменной ширины и рамочных конструкций. Чем меньше ширина секций электронного утюжка, тем лучше будут обработаны края детали. Особенно сказывается ширина секций на качестве промежуточной шлифовки поверхностей после нанесения грунтовки или порозаполнителя.

У большинства моделей шлифовальных станков ширина секций составляет 25 мм, а у лучших – 12,5 мм. Последние позволяют шлифовать плоские детали самой сложной конфигурации и очень узкие профили.

Чтобы предотвратить шлифовку поперечных ребер обрабатываемого щита, утюжок должен быть опущен только после того, как передняя по ходу подачи кромка щита пройдет две трети, а задняя при выходе щита из-под утюжка одну треть его ширины. Это осуществляется с помощью тех же контактных роликов 4. Деталь, подходя к ленте, нажимает на контактный ролик, который подает сигнал на электронное реле времени, по команде которого через определенный промежуток времени утюжок опускается в рабочее положение. После прохода щита контактный ролик опускается, подается сигнал на второе реле времени, которое дает команду на подъем утюжка до полного ухода щита из-под шлифовальной ленты.

Высококачественное шлифование желательно в ряде случаев выполнять в два этапа: предварительное шлифование поперек волокон, затем окончательное вдоль волокон. В этом случае два станка объединяют в линию. На первом, с более узким столом, осуществляют предварительное шлифование, затем щит поворачивается автоматически на 90° и производится окончательное шлифование.

Рассмотренный узколенточный станок оборудован устройствами, упрощающими его эксплуатацию: пневматическим натяжением шлифовальной ленты, воздушными форсунками для очистки лент, цепным поперечным щеточным конвейером для очистки отшлифованных поверхностей и др. Станок легко может быть встроен в автоматическую линию.

1.2.2. Вальцовые механизмы подачи

Механизмы подачи вальцами относятся к механизмам прямолинейного поступательного движения. Вальцовый механизм подачи с фрикционной связью состоит из нескольких (1...12 шт.) нижних и верхних приводных вальцов, которые могут быть гладкими, рифлеными, обрезиненными, цельными или секционными. Для обеспечения жесткой связи вальцы снабжаются заостренными шипами (рис. 1.6).

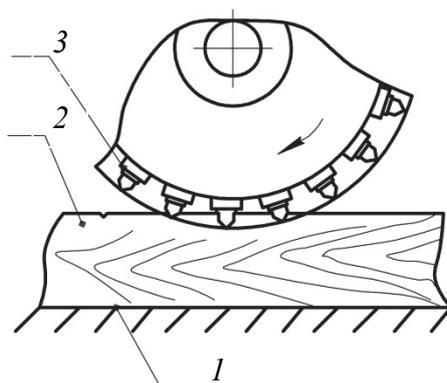


Рис. 1.6. Схема подачи шипованным вальцом:
1 – стол; 2 – заготовка; 3 – шипованный валец

Острые шипы и рифли повреждают поверхность материала, оставляя на нем следы. Поэтому, они обычно применяются для подачи черновых заготовок или используются в тех случаях, когда требуется получение значительного усилия на подачу, а оставляемые следы допускаются техническими условиями (лесопильные рамы) или удаляются последующей обработкой (рейсмусовые станки).

Вальцовые механизмы подачи конструктивно выполняются в виде приводных роликов с цилиндрической, конической или V-образной формой поверхности. Они широко применяются в оборудовании с продольной подачей, проходным характером обработки и подвижным базированием заготовок (лесопильные рамы, круглопильные обрезные, ленточнопильные делительные и столярные, фуговальные, рейсмусовые, четырехсторонние продольно-фрезерные, круглопалочные и др. станки).

На рис. 1.7 показаны узлы механизмов вальцовой подачи рейсмусового станка. Для увеличения коэффициента сцепления вальца с древесиной поверхность вальца делают рифленой или наносят покрытие из фрикционного материала, т.е. резины, пластмассы.

Выбор рифлей зависит от величины сопротивления подаче и ус-

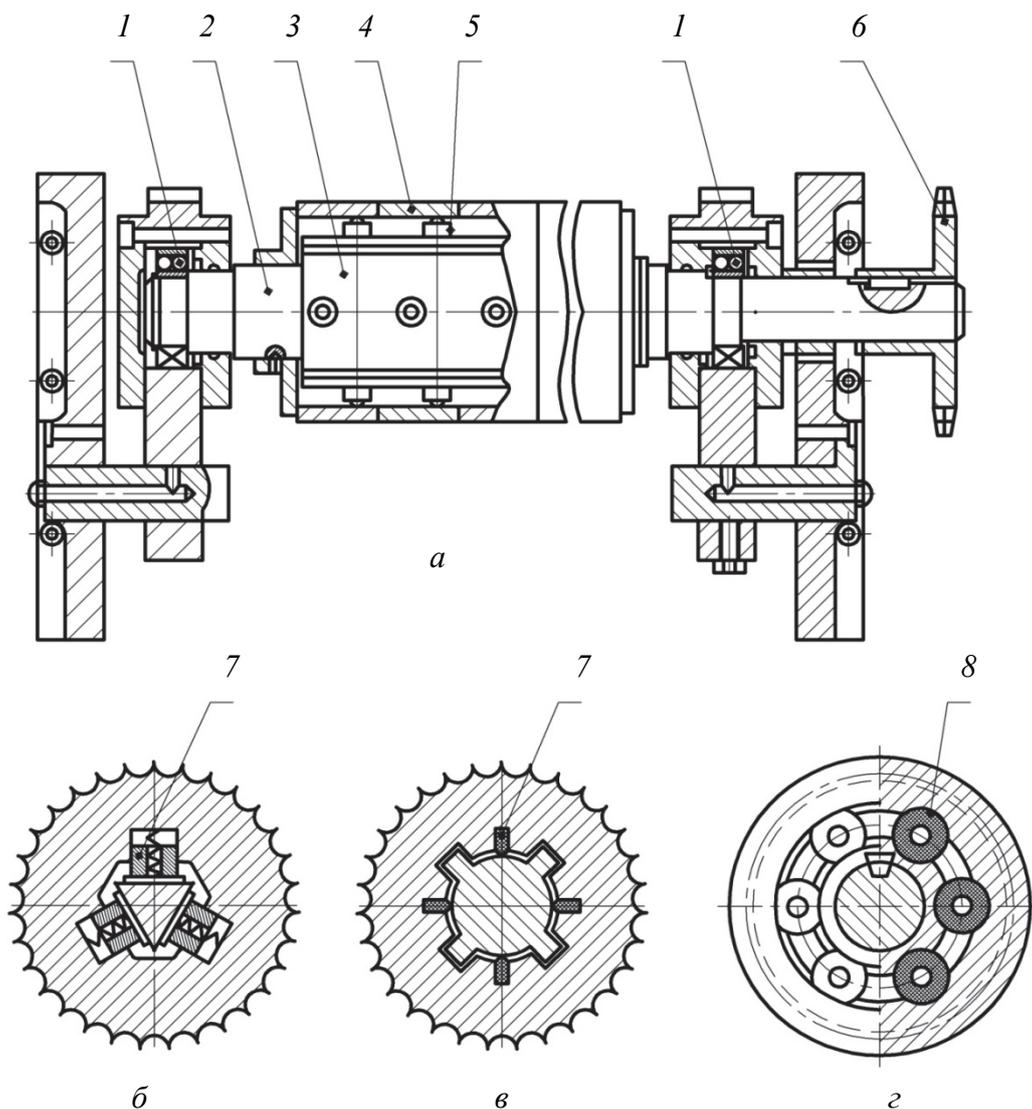


Рис. 1.7. Узлы вальцовой подачи рейсмусового станка

ловий работы. В ряде станков используются подающие вальцы с косым рифлением, которые обеспечивают не только подачу, но и прижим заготовки к направляющим установочным поверхностям. Основными требованиями, предъявляемыми к покрытиям из резины и пластмассы, относятся высокая износостойкость и отсутствие следов резины на поверхностях заготовок.

Для снижения коэффициента трения скольжения f рабочие поверхности столов шлифуют, наносят специальные антифрикционные покрытия и (или) периодически подают в контакт «заготовка-стол» смазывающую жидкость (например, «Ваксилит»).

На рис. 1.7, *a* показана конструкция секционного подающего ва-

льца рейсмусового станка. Применение секционных валцов позволяет одновременно пропускать несколько разнотолщинных заготовок, используя всю ширину стола. На валу 2, вращающемся в двух радиальных сферических шарикоподшипниках 1, смонтирован ряд секций внутренних 3 и наружных 4 колец, соединенных упругими элементами 5. Крутящий момент на вал передается от звездочки 6 цепной передачи. Исходное положение наружных колец относительно вала может фиксироваться упругими элементами, например, пружинами 7 (рис. 1.7, б и в) или резиновыми втулками 8 (рис. 1.7, з). При подаче заготовка приподнимает одну секцию (или несколько секций), деформируя упругий элемент. Предпочтительно использовать секционные валцы, упругие элементы которых разгружены от передачи крутящего момента.

В качестве примера рассмотрим двухваловый круглопильный многопильный станок для продольной распиловки Ц12Д-1 (рис. 1.8).

Станок состоит из станины 6 коробчатой формы, верхнего 11 и нижнего 12 пильных валов, вальцового механизма подачи, включающего четыре нижних 1 и четыре верхних 13 рифленых приводных вальцов, механизма подъема верхних подающих вальцов на толщину распиливаемого бруса, индивидуальных приводов пильных валов и механизма подачи, двухрядной когтевой завесы 15, верхнего ограждения 8 и пульта управления.

Пильный механизм состоит из двух валов: верхнего 11 и нижнего 12, на каждый из которых устанавливается до 12 пил: диаметром 630 мм на нижний вал и 400 мм на верхний. Пилы набираются в постав через проставки и фиксируются на валу гайкой.

Конструктивно оба пильных вала выполнены одинаковыми: цельными трехпорными, смонтированными в подшипниках качения. Две опоры со стороны привода неподвижные, третья 4 – съемная, при смене пил она отводится в сторону. Позади каждой пилы верхнего вала установлен расклинивающий 10 (за крайними пилами постава) или направляющий нож. Между пилами нижнего вала установлены направляющие с антивибраторами выполняющие также роль дополнительной опоры распиливаемого бруса в зоне пиления.

Для повышения стойкости пил пильные механизмы оснащены системами охлаждения 9 пил водовоздушной смесью.

Механизм подачи состоит из четырех нижних 1 и четырех верхних 13 рифленых приводных вальцов. Верхние подающие вальцы большого диаметра настраиваются по высоте в соответствии с толщиной распиливаемого бруса гидроцилиндрами 2 и 5 через систему рычагов 17.

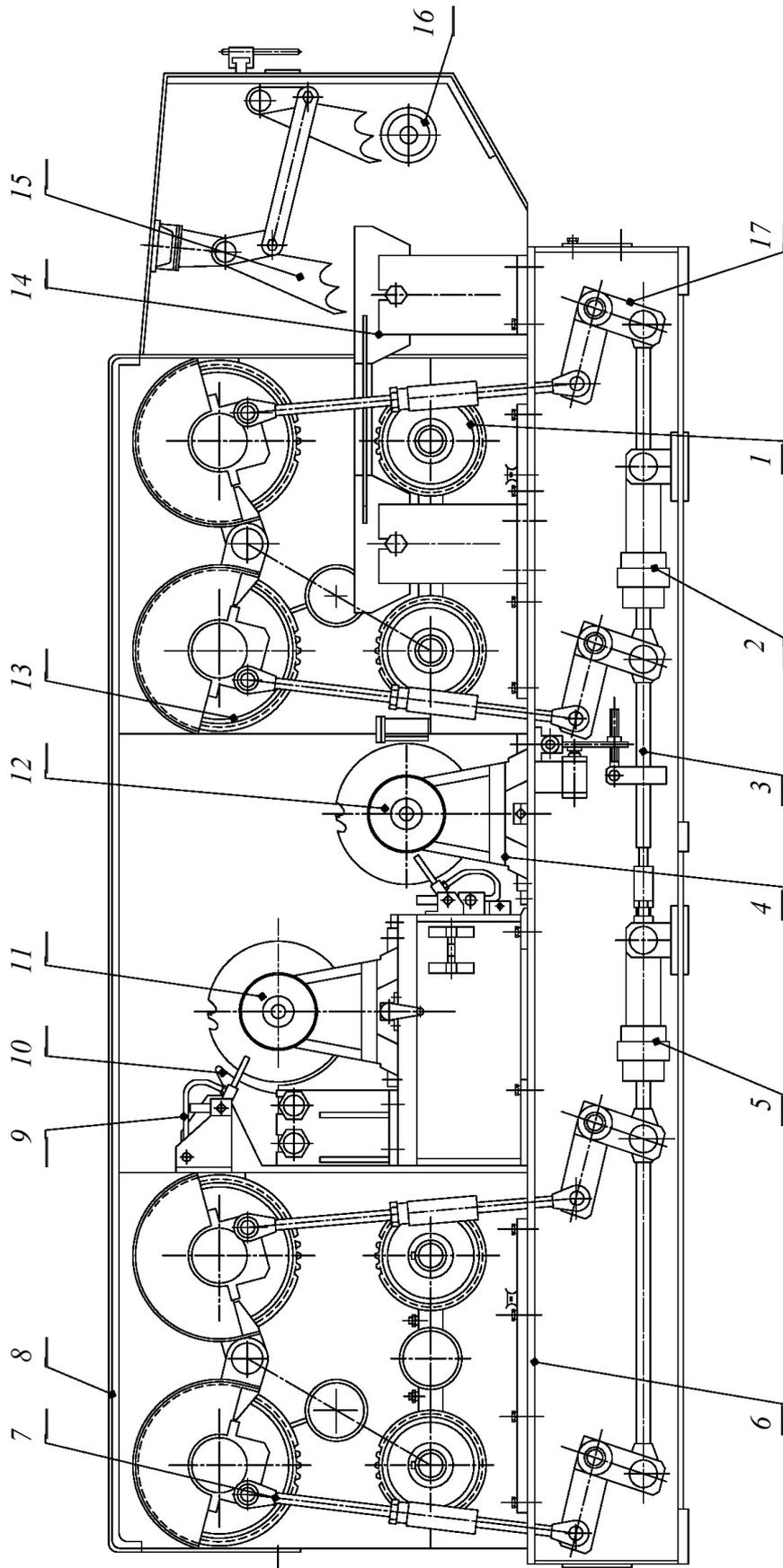


Рис. 1.8. Двухваловый многопильный круглопильный станок Ц12Д-1

Привод механизма подачи осуществляется от электродвигателя постоянного тока с бесступенчато регулируемой частотой вращения через клиноременную передачу, червячный и цилиндрический редукторы. Скорость подачи изменяется бесступенчато в диапазоне 10...80 м/мин.

Двухрядная когтевая завеса предотвращает выброс материала из станка. Заклинивание материала происходит между свободно посаженными когтями и опорным приводным роликом 16.

На рис. 1.9 представлен круглопалочный станок КПА-20.

Станина 6 представляет собой отливку коробчатой формы, внутри которой установлен электродвигатель 5, привода шпинделя 2 и подачи. Шпиндель приводится во вращение через клиноременную передачу 8. В станине имеется ниша, где размещена пусковая и защитная электроаппаратура.

Сверху станины устанавливаются узел шпинделя 2 и редукторы с подающими 3 и приемными 4 роликами. Регулировка усилия прижима верхних неприводных роликов осуществляется винтовым механизмом 13.

Заготовка 1 подается по призматической направляющей 7. Обработка заготовки 1 производится ножевой или фрезерной 9 головками, которые крепятся на переднем конце шпинделя.

Ножевая головка состоит из корпуса, в пазах которого передвигаются три ножедержателя с закрепленными на них ножами.

Устанавливаемые ножи являются сменным инструментом, позволяющим обрабатывать палки диаметром от 8 до 20 мм.

Приемные ролики 4 выполнены гладкими для каждого диаметра палки. Нижний приемный ролик состоит из двух половин, между которыми при обработке палок с канавкой ставятся специальные шайбы.

Направляющие втулки устанавливаются в зависимости от диаметра обрабатываемой палки.

Ножевая и фрезерная головки имеют ограждение с отводом стружки. Крышка ограждения снабжена электроблокировкой, предотвращающей включение двигателя при открытой крышке.

Механизмы подачи с фрикционной связью подают заготовки за счет сил сцепления, образующихся в зоне контакта между древесиной и поверхностью органов подачи. Этот вид подачи является специфическим для деревообрабатывающего оборудования и характеризуется тем, что заготовка может несколько проскальзывать (на 1–2%) относительно тягового органа в зависимости от сил сопротивления подаче, конструкции тягового органа и т.п. Механизмы подачи с фрикционной связью, как правило, используются в станках с непрерывным движением подачи. Это объясняется тем обстоятельством, что в технологии изделий

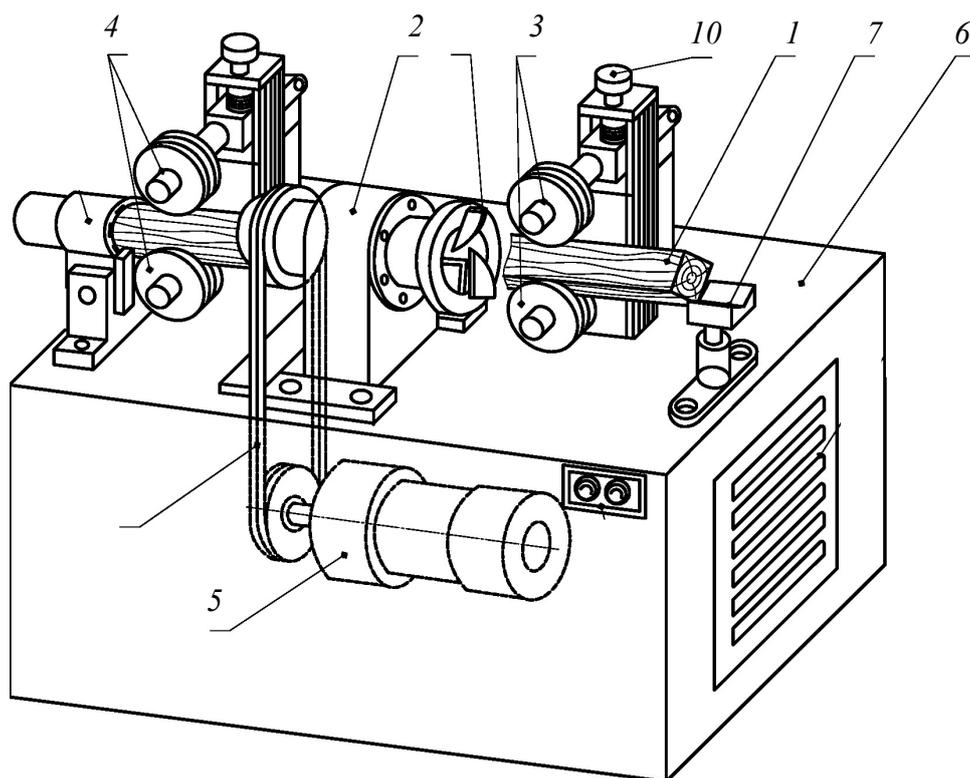


Рис. 1.9. Круглопалочный станок КПА-20

из древесины широко используется проходной способ обработки, а наиболее простую и эффективную подачу при таком способе обеспечивают вальцовые и конвейерные механизмы фрикционного типа.

Для создания необходимого тягового усилия подачи сила сцепления должна достигать определенной величины, которая зависит от конструкции и материала подающего органа, а также усилия прижима.

На рис. 1.10 приведен фуговальный станок СФА6-2.

Станок состоит из следующих основных узлов: пульт управления 1, переключатель электродвигателя автоподатчика 2, рукоятка закрепления направляющей линейки 3, рукоятка для установки глубины фрезерования 4, маховичек вертикального перемещения автоподатчика 5, рукоятка зажима автоподатчика 6, рукоятка зажима автоподатчика на колонке 7, тяги для регулировки прижима роликов 8, винты натяжения ремней автоподатчика 9, рукоятка зажима вертикальной колонки 10, местное освещение 11.

Станок СФА6-2 выполнен на базе фуговальных станков с ручной подачей, с дополнением автоподатчика, для осуществления механической подачи заготовок. Подача заготовок осуществляется тремя резиновыми вальцами, одновременно выполняющим функцию прижима, за счет сил трения.

Электродвигатель привода ножевого вала и вся электроаппаратура размещены в станине, которая представляет собой корпус коробчатой формы.

На верхних направляющих станины закреплен ножевой вал. Внутри станины имеется вытяжная воронка, которая служит для присоединения станка к центральной эксгаустерной установке.

Электродвигатель автоподатчика размещен непосредственно на агрегате.

Над столами размещено защитное устройство предназначенное для защиты рук работающего от попадания в ножевой вал и направляющей линейки, которая имеет возможность перемещаться поперек стола и быть установленной на необходимый угол в вертикальной плоскости до 45° .

Нужная глубина резания до 6 мм обеспечивается путем перемещения переднего стола.

Предусмотрена электрическая блокировка, которая выключает двигатель привода ножевого вала при съеме защитного устройства или кожуха привода ножевого вала.

1.2.3. Механизмы подачи столами, каретками и суппортами

В соответствии с принятой классификацией механизмы подачи столами, каретками и суппортами относятся к механизмам возвратно-поступательного движения с жесткой связью рабочего органа с объектом перемещения.

Механизмы подачи этого типа выполняются в виде столов и кареток с заготовками, а также суппортов с режущим инструментом, перемещающихся по направляющим скольжения и качения.

Подача столом и суппортом по направляющим скольжения применяется при позиционной обработке в сверлильных присадочных, сверлильно-фрезерных, цепнодолбежных станках и характеризуется небольшой длиной хода и невысокой скоростью подачи.

Направляющие скольжения положительно характеризуются относительной простотой, высокой контактной жесткостью, долговечностью и высокими демпфирующими свойствами. Однако их эффективность снижается при характерных для деревообработки больших длинах хода и высоких скоростях подачи. Значительная величина сил трения в направляющих и ее зависимость от скорости подачи определяют повышенный расход энергии на подачу и определенные трудности с позиционированием в заданном положении. В конструкции направляющих

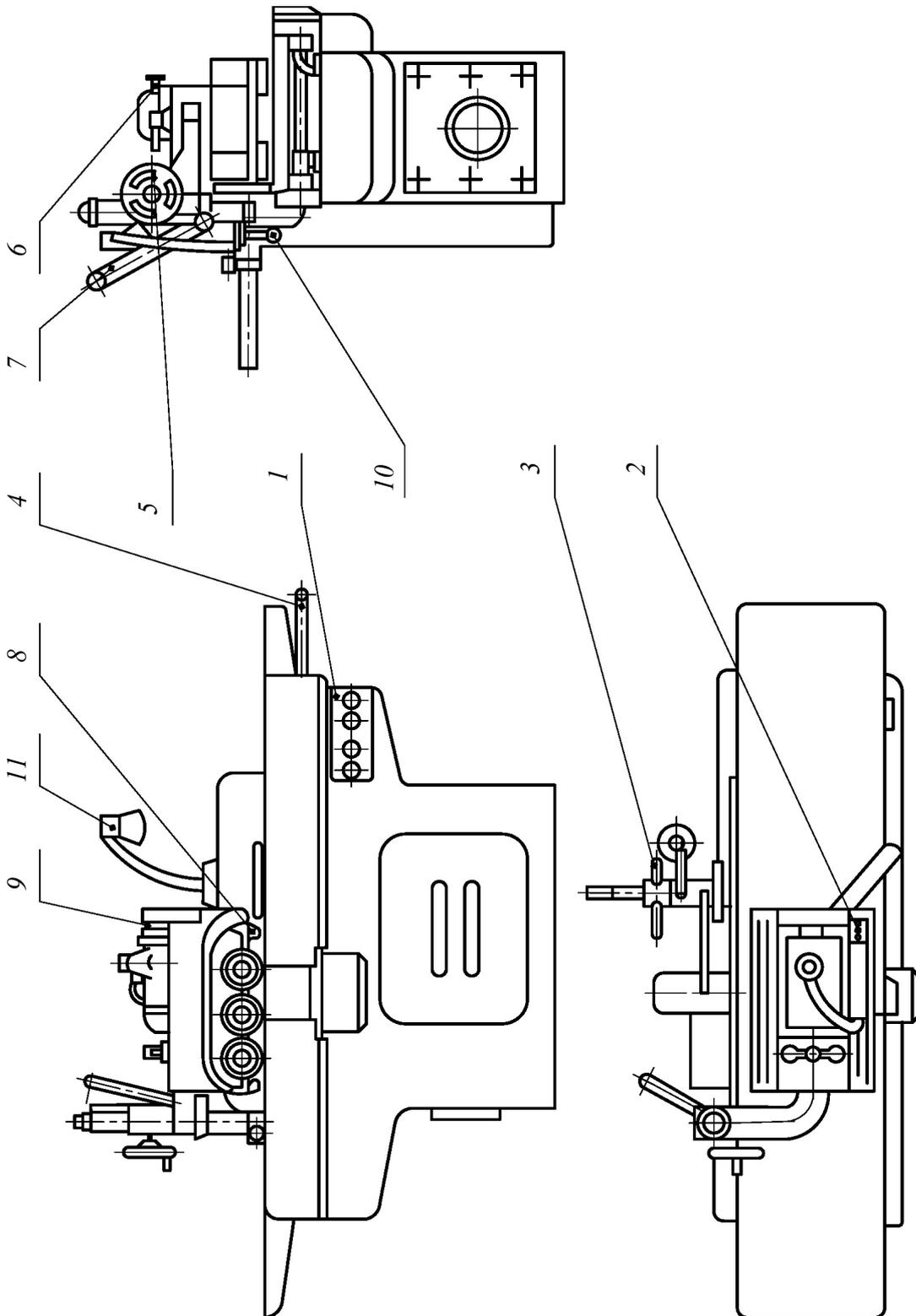


Рис. 1.10. Станок фуговальный СФАб-2

должны быть предусмотрены приспособления для регулировки зазоров и компенсации износа.

В механизмах подачи станков применяются прямоугольные (плоские), трапециевидные («ласточкин хвост») и цилиндрические направляющие скольжения. При этом наиболее часто используются охватываемые цилиндрические направляющие с втулками из износостойкого антифрикционного материала. Они просты в изготовлении и обеспечивают заданные параметры (точность, жесткость) при длинах хода до 300 мм и скоростях подачи до 6 м/мин. Столы и суппорты приводятся в движение пневматическими, гидравлическими, пневмогидравлическими цилиндрами, кривошипно-шатунными механизмами, а также зубчато-реечными передачами. Использование пневматических цилиндров, учитывая сжатие воздуха и нестабильность силы трения в направляющих скольжения, позволяет получить относительно равномерную подачу только при давлениях воздуха 0,6...0,8 МПа и высокой точности изготовления направляющих.

Подача кареткой и суппортом по направляющим качения обеспечивает высокую точность и равномерность перемещений как на больших, так и малых длинах хода с малыми энергетическими затратами и высокую точность позиционирования.

В механизмах подачи современного деревообрабатывающего оборудования направляющие качения применяются особенно широко. В качестве опор качения используются ролики с фиксированными осями и линейные опоры с потоком (возвратом) тел качения.

Рассмотрим несколько примеров.

На рис. 1.11 представлен двуххвальный круглопильный станок для распиловки бревен. Бревно 13 из накопительного устройства укладывается на механизированную тележку 8, которая перемещается по рельсовому пути 3.

На тележке установлены поперечные направляющие 7, на которых смонтированы стойки 6 с захватами для жесткого крепления распиливаемого материала. Совместное синхронное перемещение стоек на размер отпиливаемой доски осуществляется от одного цилиндра, кроме того, крайние стойки имеют относительное индивидуальное перемещение в пределах 75 мм, что позволяет распиливать бревно по сбегу. При обратном ходе тележки рама со стойками отводится от пилы двумя гидроцилиндрами.

Механизм перемещения тележки состоит из регулируемого гидроривода (насоса 10 и гидромотора 11), цилиндрического зубчатого редуктора 12, приводного 1 и натяжного 9 барабанов, связанных с те-

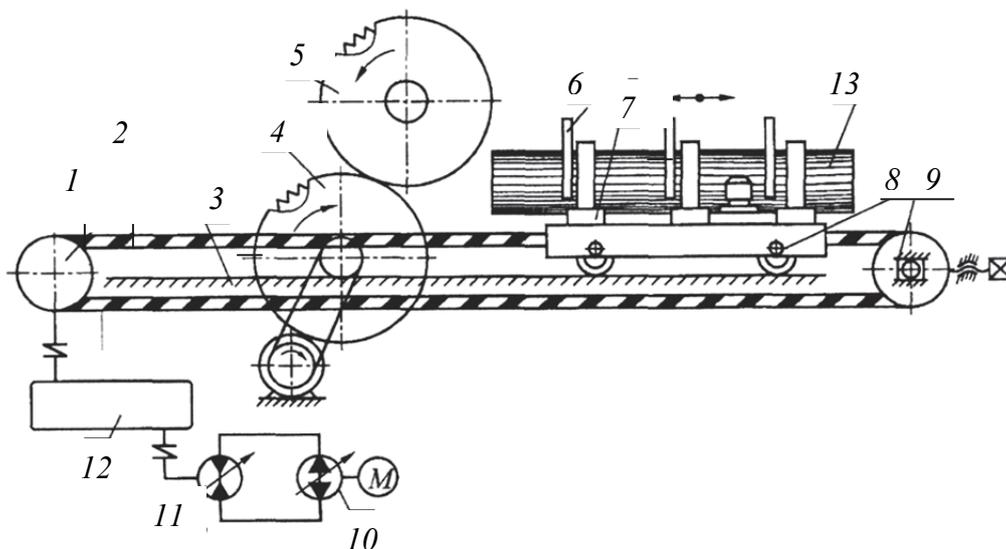


Рис. 1.11. Схема круглопильного станка для продольного распиливания бревен с жесткой связью и неподвижным базированием

лежкой 8 стальными канатами 2. При вращении барабана 1 канат тянет тележку. Скорость рабочего хода тележки (до 80 м/мин) регулируется оператором бесступенчато с помощью рукоятки управления. Скорость холостого хода тележки постоянная – 120 м/мин.

Еще одним примером деревообрабатывающего оборудования с подачей заготовок кареткой с жесткой связью является станок ШО16-4. Общий вид станка показан на рис. 1.12. Станок представляет собой четырехшпиндельную модель с пильной, прорезной и двумя вертикальными прорезными режущими головками. Первой по ходу подачи материала расположена пильная головка, за ней шипорезные и прорезная головка, которая может быть использована для набора крючьев-фрез, или другого инструмента.

Шпинделями режущих головок являются удлиненные концы валов электродвигателей, каждый из которых смонтирован на отдельном суппорте. Пильный, верхний шипорезный и прорезной суппорты оборудованы механизмами, обеспечивающими вертикальное и горизонтальное перемещение и смонтированы на колонке станка. Нижний шипорезный суппорт имеет только вертикальное перемещение и установлен на опорной балке.

Все режущие головки имеют ограждения, обеспечивающие безопасность работы на станке. Шторки ограждения имеют электроблокировку, исключающую возможность пуска станка при снятом, или поднятом ограждении.

Каретка станка совершает обратно-поступательное движение по

верхней цилиндрической и нижней плоской направляющим, которые укреплены на опорной балке. Балка и колонка установлены на станине.

На столе каретки установлен гидроприжим, обеспечивающий надежное крепление обрабатываемых деталей в процессе резания. Возврат каретки и останов ее в исходном положении происходит автоматически при срабатывании конечных выключателей, установленных на корпусе редуктора.

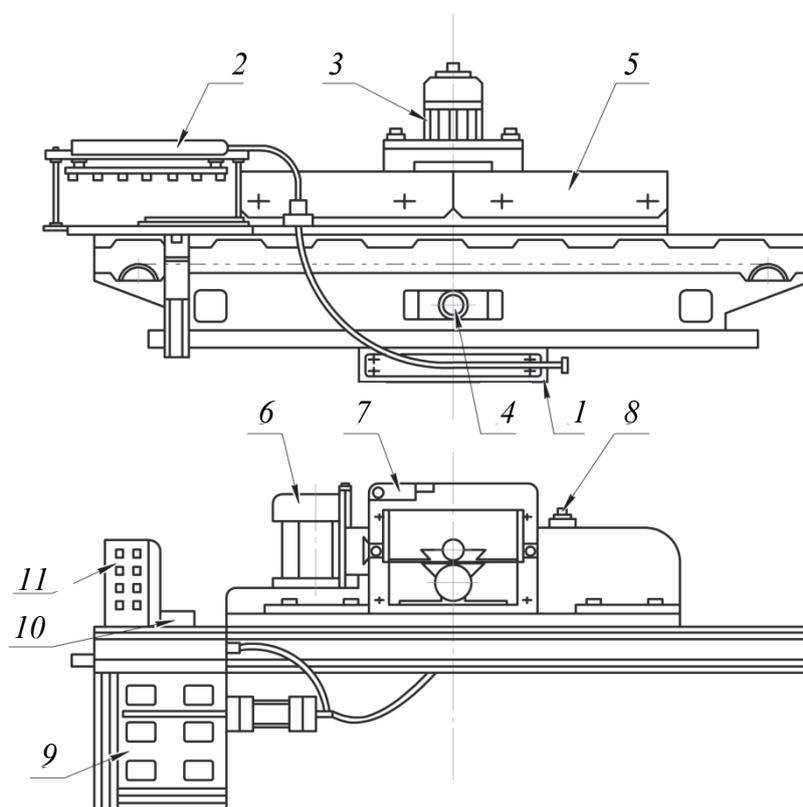


Рис. 1.12. Односторонний шипорезный станок ШО16-4:
 1 – станина; 2 – прижим; 3 – суппорт шипорезный верхний;
 4 – суппорт шипорезный нижний; 5 – ограждение режущих головок;
 6 – суппорт пильный; 7 – гидроагрегат; 8 – суппорт прорезной; 9 – каретка;
 10 – привод подачи; 11 – электрооборудование

Гидравлический привод каретки осуществляется через редуктор и ведущую звездочку втулочно-роликовой цепи, жестко связанной с кареткой.

Гидропривод станка имеет блокировку, обеспечивающую останов всех электродвигателей при падении давления в гидросистеме ниже заданной величины. В электросистеме станка предусмотрена блокировка, исключающая возможность пуска каретки в рабочем режиме, если не включены электродвигатели режущих головок.

2. ЗАЖИМНЫЕ И ПРИЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА В ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКАХ

Зажимными устройствами (зажимами) называют устройства, обеспечивающие неподвижный контакт заготовки с установочными поверхностями базирующих элементов машины. Зажимные устройства фиксируют обрабатываемый объект и обеспечивают неподвижное базирование (рис. 2.1).

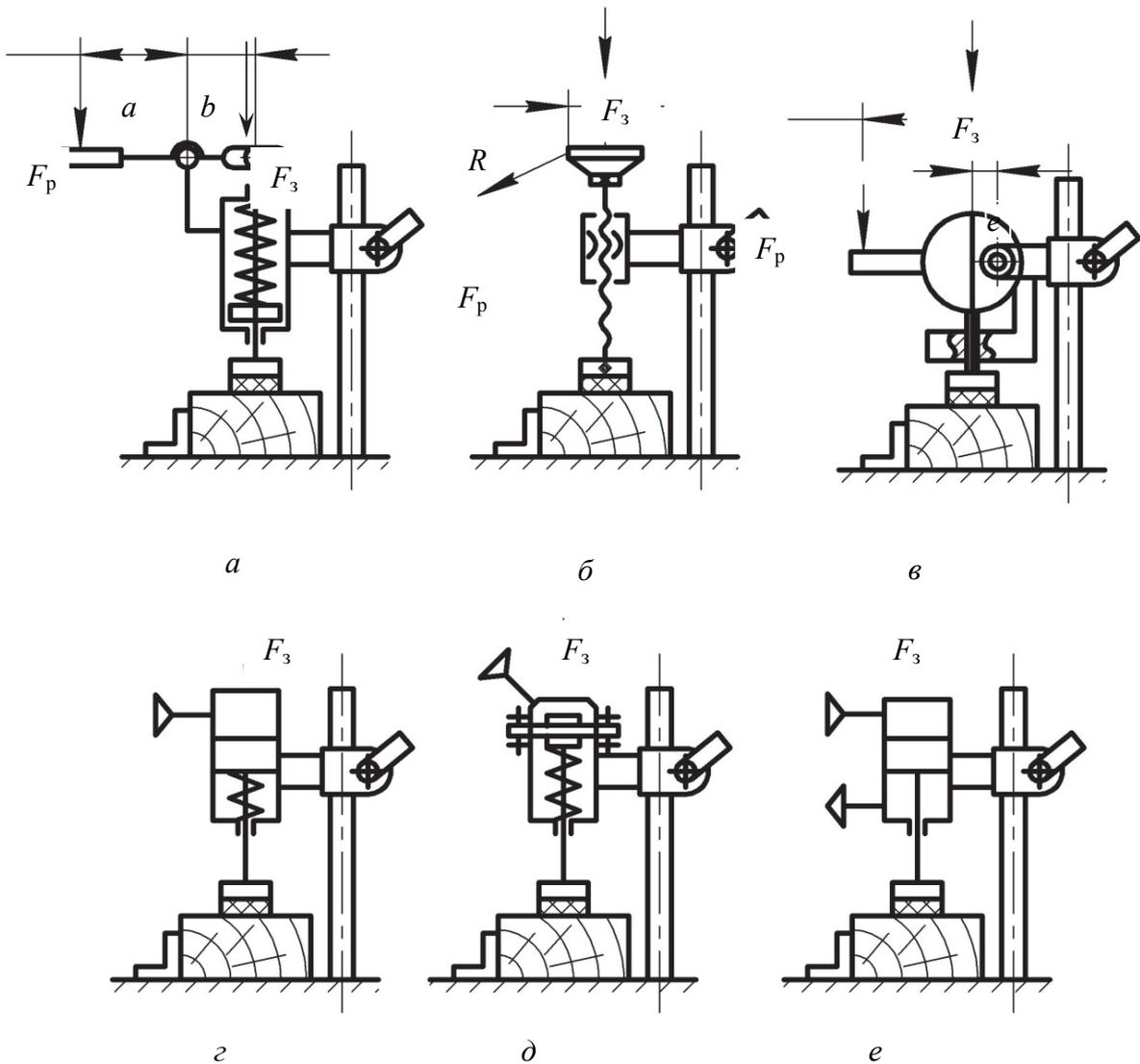


Рис. 2.1. Схемы зажимных устройств:
а – пружинное; *б* – винтовое; *в* – эксцентриковое; *г* – пневматическим цилиндром одностороннего действия; *д* – мембранным цилиндром; *е* – пневматическим цилиндром двухстороннего действия

В деревообрабатывающих станках с позиционной схемой обработки получили наибольшее распространение:

- пружинные, винтовые, эксцентрикковые (кулачковые);
- поршневые и мембранные (пневматические и гидравлические) зажимные устройства.

Пружинное (рис. 2.1, *а*), винтовое (рис. 2.1, *б*) и эксцентрикковое (рис. 2.1, *в*) зажимные устройства имеют ручное управление и применяются на несложных станках невысокой производительности при отсутствии пневматической или гидравлической систем.

Пневматические и гидравлические зажимные устройства выполняются в виде пневматических и гидравлических цилиндров, а также мембранных (диафрагменных) цилиндров одностороннего и двухстороннего действия (рис. 2.1, *г* – *е*).

Наиболее перспективны поршневые и мембранные зажимные устройства, поскольку позволяют механизировать процесс фиксации заготовок и имеют малое время срабатывания, что сокращает длительность рабочего цикла и повышает производительность.

Отличительной особенностью зажимных устройств является наличие зажимной колодки (подпятника), рабочая часть которой выполнена из материала, обеспечивающего высокий коэффициент трения с древесиной и древесными материалами, например, резины, стальной накладкой с рифлением и др.

Прижимными устройствами (прижимами) называют устройства, обеспечивающие надежный скользящий контакт заготовки с установочными поверхностями базирующих элементов машины. Прижимные устройства обеспечивают силовое замыкание заготовок при сохранении обычно одной степени свободы при подвижном базировании, а также в условиях неподвижного базирования в станках проходного типа.

Сила прижима $F_{\text{п}}$, как правило, создается посредством пружинных, роликовых, колодочных и конвейерных прижимных устройств (рис. 2.2). При продольной подаче обрабатываемых заготовок сила прижима может создаваться пружинами (рис. 2.2, *а* и *б*), пневматическими (гидравлическими) цилиндрами одностороннего (рис. 2.2, *в*) и двухстороннего (рис. 2.2, *г*) действия.

Одним из важных требований, предъявляемых к прижимным устройствам, является малая величина коэффициента трения между рабочим органом прижима и материалом заготовки, что уменьшает сопротивление подаче. С этой целью на рабочие поверхности пру-

жинных и колодочных прижимных устройств могут наноситься специальные износостойкие покрытия с низким коэффициентом трения скольжения (тефлон «С», высокомолекулярный этилен низкого давления и др.).

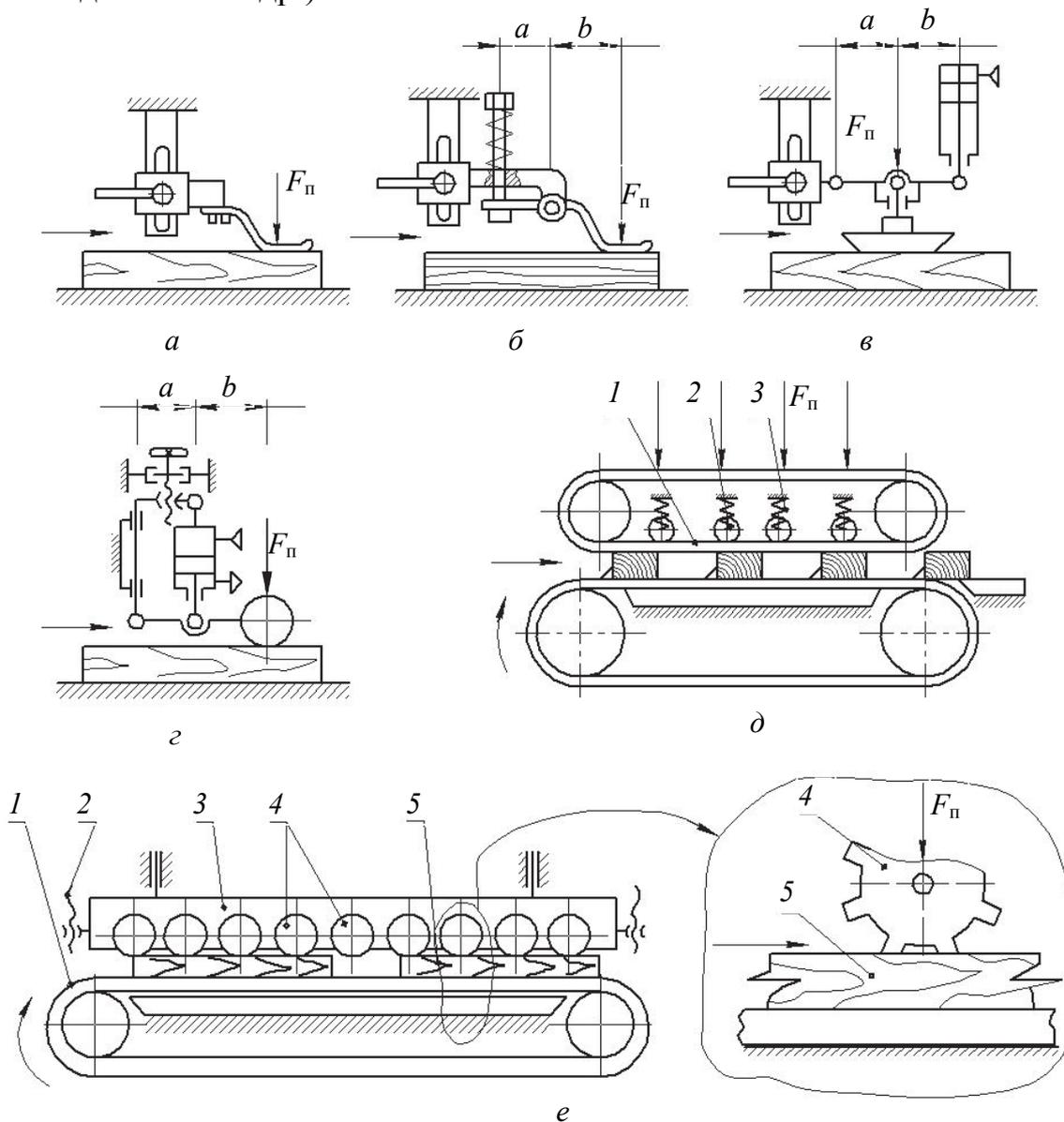


Рис. 2.2. Схемы прижимных устройств:
a – пластинчатой пружиной; *б* – спиральной пружиной сжатия через рычаг;
в – пневматическим цилиндром одностороннего действия через прижимную колодку; *г* – пневматическим цилиндром двухстороннего действия через валец; *д* – подпружиненными роликами через клиновидные ремни;
е – роликами из эластичной пластмассы

Для снижения сил трения наиболее эффективно использование в качестве рабочего органа прижима роликов (рис. 2.2, *г*), обеспе-

чивающих значения приведенного коэффициента трения качения 0,02...0,05. В большинстве случаев усилие прижима передается роликам (вальцам) посредством пневматических (гидравлических) или пружинных устройств.

На рис. 2.3 приведены примеры схем узлов вальцовой подачи.

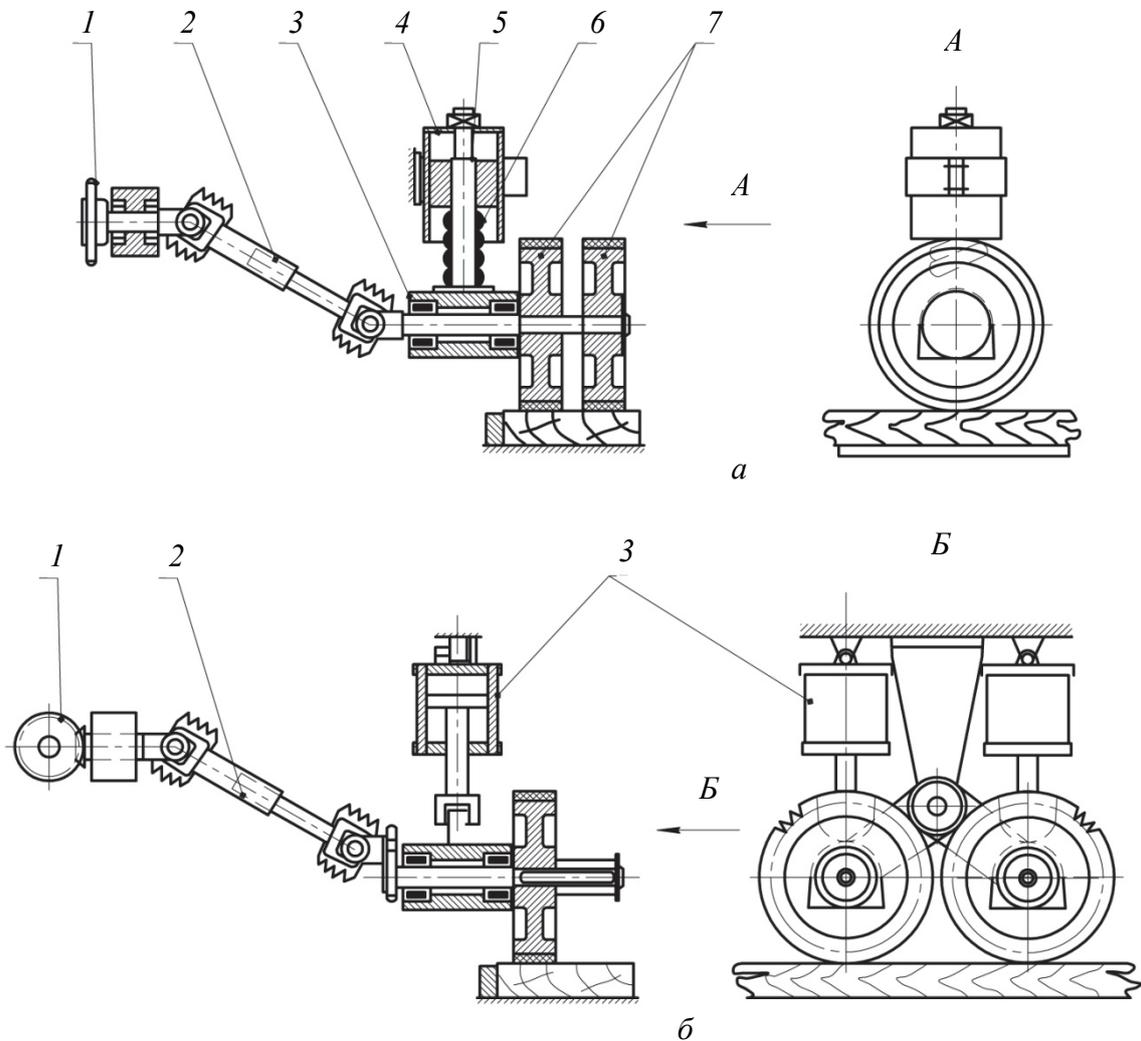


Рис. 2.3. Схемы узлов вальцовой подачи:
a – с пружинным прижимным устройством;
б – с пневматическим прижимным устройством

При использовании пружин (рис. 2.3, *a*) подшипниковый корпус 3 вала подающих вальцов 7 жестко связан со штоком 5, перемещающемся в корпусе 4. При подъеме вальцов проходящей заготовкой, пружина *б* сжимается и создает силу прижима.

При пневматическом прижиме (рис. 2.3, *б*) сила прижима создается

пневматическим цилиндром 3. Подшипниковые корпуса валцов и пневматические цилиндры имеют шарнирное закрепление. В рассматриваемых вариантах крутящий момент на валцы передается посредством цепных или зубчатых передач 1 и телескопических шарнирных валов 2.

При подаче разнотолщинных заготовок в условиях неподвижного базирования и многооперационной обработке, как правило, применяются прижимы в виде конвейерных лент 1 с клиновидными ремнями (рис. 2.2, д). Сила прижима создается спиральными пружинами 3, пневматическими цилиндрами или камерными пневматическими устройствами, которые передают силу прижима через ролики 2 с V-образной формой бандажа на клиновой ремень 1 и далее на заготовку.

При подаче заготовок в виде щитов практически одной толщины, например на кромкооблицовочных станках, прижим может осуществляться зубчатыми или гладкими роликами из эластичной пластмассы (рис. 2.2, е). Заготовки 5 прижимаются к конвейеру 1 механизма подачи станка зубчатыми роликами 4, вращающимися вокруг осей жестко закрепленных балке 3. При наладке станка балка перемещается винтами 2 в вертикальном направлении и устанавливается так, чтобы расстояние между образующими роликов и конвейером было меньше толщины щитовой заготовки на $\Delta h = 1...2$ мм. При подаче верхняя пластъ заготовки упруго деформирует пластмассовые зубья роликов, что приводит к возникновению силы прижима.

В расчетах зажимных и прижимных устройств исходят из условия обеспечения надежного базирования при воздействии на заготовку максимально возможных сил резания, инерции и др., в наименее благоприятной для реализации силового замыкания заготовки позиции. Эти условия выявляются анализом расчетной схемы. Кроме того, необходимо учитывать, что при ручном зажиме сила, прикладываемая оператором к рукоятке (маховику) не должна превышать 20 Н, давление воздуха в пневмосистеме станка обычно находится в пределах 0,4...0,8 МПа, – масла в гидросистеме 2...6,3 МПа.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТОВ

В общем случае расчет подающих устройств деревообрабатывающего оборудования сводится к расчету сил сопротивления подаче, тягового усилия и мощности на подачу. При этом должно выполняться условие:

$$F_T > \sum F_c, \quad (3.1)$$

где F_T – тяговое усилие, создаваемое подающим органом, Н; $\sum F_c$ – сумма сил сопротивления, спроектированных на направление подачи, Н.

Чтобы перейти к знаку равенства вводится коэффициент запаса α , принимаемый 1,3-1,5. Таким образом:

$$F_T = \alpha \sum F_c. \quad (3.2)$$

К силам сопротивления подаче относятся: силы сопротивления от процесса резания; силы трения скольжения; силы трения качения; вес обрабатываемого материала и базирующих устройств, спроектированных на направление подачи и др.

Силу сопротивления от процесса резания рекомендуется рассчитывать в следующей последовательности:

1. Пользуясь функциональной схемой, изобразить систему сил, действующих в механизме подачи станка. В точках контакта следует приложить векторы всех сил сопротивления подачи заготовки, а также движущих (тяговых) сил: силы резания, силы прижима заготовки, силы трения заготовки об установочные и прижимные элементы, силы тяжести и т. д. Определить положение заготовки, при котором подающие и прижимные органы наиболее нагружены.

2. Исходя из условия полного использования мощности привода резания, определить среднюю касательную силу резания за оборот F_t , Н:

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_{дв} \cdot \eta_{рез}}{V_{рез}}, \quad (3.3)$$

где $\eta_{рез}$ – общий КПД привода резания; $V_{рез}$ – скорость резания, м/с.

Общий КПД определяется как произведение КПД передач привода и КПД подшипников в опорах. Значения КПД наиболее встречающихся механических передач приведено в табл. 1 приложения.

$V_{рез}$ определяется по формуле (3.4):

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{дв}}{60 \cdot 1000 \cdot U_{общ}}, \quad (3.4)$$

где $n_{\text{дв}}$ – частота вращения вала двигателя привода резания, мин^{-1} ; $U_{\text{общ}}$ – общее передаточное число привода резания (его рассчитывают как произведение передаточных чисел отдельных передач привода).

3. Найти радиальную силу резания. Особенностью радиальной силы резания является непостоянство ее направления. При работе острым инструментом радиальная сила может быть направлена к оси вращения инструмента – имеет место эффект затягивания заготовки инструментом. Однако при проектировании деревообрабатывающего оборудования расчет необходимо вести для максимального значения радиальной силы резания, т. е. при затупленном инструменте. В данном случае радиальная сила, как правило, направлена от точки взаимодействия режущего элемента с древесиной по радиусу от оси вращения инструмента – имеет место эффект отбрасывания заготовки инструментом.

Радиальная сила резания может быть определена по формуле (3.5):

$$F_r = m \cdot F_t, \quad (3.5)$$

где m – переходной множитель. При ленточном и рамном пилении $m = 0,2 \dots 1,0$; при продольном пилении круглыми пилами $m = 0,1 \dots 1,2$; при поперечном пилении круглыми пилами $m = 0,2 \dots 0,7$; при фрезеровании $m = 0,1 \dots 1,0$. Меньшее значение m относится к обработке острым режущим инструментом, а большее – затупленным.

4. Определить средний кинематический угол встречи. При пилении круглыми пилами (рис. 3.1) средний кинематический угол встречи определяют в следующем порядке:

– угол входа зубьев пилы в древесину $\theta_{\text{вх}}$, град:

$$\theta_{\text{вх}} = \arccos\left(\frac{a+h}{R}\right) = \arccos\left(\frac{R-a'}{R}\right), \quad (3.6)$$

где a – расстояние от оси вращения пильного вала до пласти заготовки, мм; R – радиус пилы, мм; h – высота пропила, мм.

– угол выхода зубьев пилы из пропила $\theta_{\text{вых}}$, град:

$$\theta_{\text{вых}} = \arccos\left(\frac{a}{R}\right) = \arccos\left(\frac{R-h-a'}{R}\right); \quad (3.7)$$

– средний кинематический угол встречи θ , град:

$$\theta = \frac{\theta_{\text{вх}} + \theta_{\text{вых}}}{2}. \quad (3.8)$$

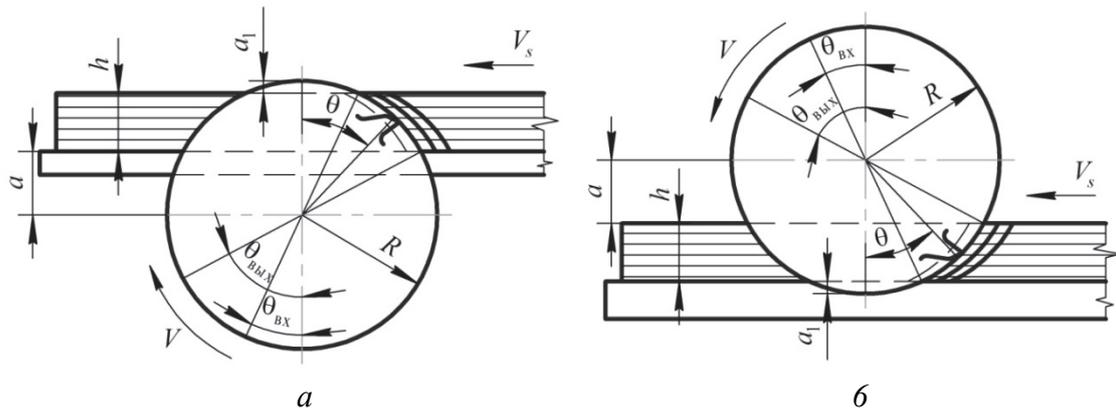


Рис. 3.1. Кинематика пиления круглыми пилами:
 а – с нижним расположением пильного вала;
 б – с верхним расположением пильного вала

При фрезеровании (рис. 3.2) угол входа ножа в древесину принимают $\theta_{вх} = 0$.

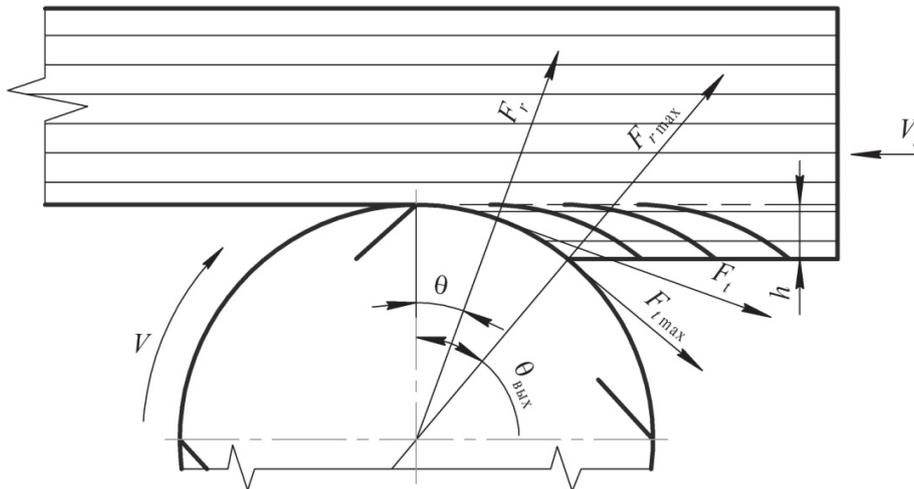


Рис. 3.2 Схема процесса фрезерования

Средний кинематический угол встречи θ , град, может быть найден по формуле (3.9):

$$\theta = \arcsin \sqrt{\frac{h}{D}}, \quad (3.9)$$

где h – толщина снимаемого слоя (припуск), мм; D – диаметр резания, мм.

5. Рассчитать силу сопротивления подаче от процесса резания F_Q , Н:

$$F_Q = F_t \cdot \cos \theta + F_r \cdot \sin \theta. \quad (3.10)$$

Сила трения качения роликов (вальцов) может быть определена по формуле $F_{\text{ТК}}$, Н:

$$F_{\text{ТК}} = F_{\text{пр}} \cdot \frac{K}{R}, \quad (3.11)$$

где $F_{\text{пр}}$ – усилие прижима ролика (вальца) к заготовке, Н; K – коэффициент трения качения (приложение, табл. 2), мм; R – радиус ролика (вальца), мм.

Сила трения скольжения находится по формуле $F_{\text{ТС}}$, Н:

$$F_{\text{ТС}} = N \cdot f, \quad (3.12)$$

где N – реакция опорной поверхности, Н; f – коэффициент трения скольжения.

Далее силы сопротивления подаче подставляются в формулу (3.2) и определяется необходимое тяговое усилие.

Для механизмов подачи с фрикционной связью дополнительно должно учитываться условие непроскальзывания заготовки, относительно подающего органа при наибольшем нагружении и наименьшей силе прижима:

$$\alpha \sum F_{\text{сз}} \leq F_{\text{пр}} \cdot \mu_{\text{сц}}, \quad (3.13)$$

где $\sum F_{\text{сз}}$ – сумма сил сопротивления подаче, действующих на заготовку, Н; $F_{\text{пр}}$ – усилие прижима заготовки к тяговому органу при минимальном количестве подающих элементов (или элементов, прижимающих заготовку к тяговому органу) для рассматриваемой схемы, Н; $\mu_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления подающего органа с заготовкой (приложение, табл. 4-7).

Решение уравнения (3.13) позволяет определить силу прижима, обеспечивающую отсутствие проскальзывания подаваемого материала.

По полученной силе прижима определяются неизвестные силы трения (формулы (3.11) и (3.12)) и по формуле (3.2) находится тяговое усилие.

Необходимая мощность двигателя привода подачи может быть вычислена по формуле (3.14):

$$P_{\text{дв.под}} = \frac{F_{\text{Т}} V_{\text{S}}}{600 \cdot 1000 \cdot \eta_{\text{под}}}, \quad (3.14)$$

где $\eta_{\text{под}}$ – общий КПД механизма подачи.

Общий КПД привода подачи определяется как произведение КПД кинематических пар, входящих в привод. Справочные величины КПД приведены в табл. 1 приложения.

4. ЭЛЕКТРОПРИВОДЫ ПОДАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ

4.1. Классификация электроприводов

Электроприводы, используемые в различных видах деревообрабатывающего оборудования, разнообразны по своим функциональным возможностям, степени автоматизации, схемному и конструктивному исполнению.

Электроприводы бывают индивидуальными и групповыми. Если каждый рабочий орган машины приводится в действие своим электроприводом, то он называется индивидуальным. Такой привод может быть однодвигательным, либо многодвигательным. При групповом электроприводе один двигатель приводит в движение несколько рабочих органов. При этом усложняется кинематическая цепь рабочей машины и затрудняется управление рабочими органами, так как для раздельного управления рабочими органами необходимо применять специальные механические устройства: управляемые муфты, коробки передач и др. По мере развития техники групповой электропривод все больше вытесняется индивидуальным.

Классификация по виду движения электродвигателя. Наибольшее применение получили электроприводы вращательного движения. Однако в последнее время значительное внимание уделяется линейным двигателям. В тех механизмах, где рабочий орган совершает поступательное или возвратно-поступательное движение применение линейных двигателей конструктивно гораздо удобнее, чем использование специальных кинематических пар (винт-гайка, шарико-винтовые передачи, кривошипно-шатунный механизм и др).

Многокоординатные электроприводы на основе специальных шаговых электродвигателей находят применение в высокоточных робототехнических установках, сборочных автоматах и т.п. Многокоординатные электроприводы позволяют осуществлять пространственные движения рабочего органа по нескольким координатам.

Электродвигатели соединяются с рабочим органом машины либо непосредственно, либо через редуктор или другую кинематическую передачу. Непосредственное соединение двигателя с рабочим органом характерно для механизмов резания ряда станков. В приводах подачи, где скорость вращения рабочего органа меньше номинальной скорости электродвигателя, применяют редукторы, которые снижают скорость и увеличивают момент на валу рабочего органа.

Для высокоточных механизмов и для машин, работающих в динамичных режимах, стремятся исключать механические передачи между валом двигателя и рабочим органом. Такие электроприводы называют безредукторными. При этом, однако, возрастают габариты и масса приводного двигателя, поскольку эти параметры при одной и той же мощности двигателя примерно обратно пропорциональны номинальной скорости двигателя.

В последние годы стремятся, особенно для высокоточных электроприводов, конструктивно объединить рабочий орган с приводным электродвигателем. Примерами таких конструктивно-интегрированных электроприводов являются: электрошпиндели (для шлифовальных станков).

Новым направлением в технике является создание электромеханических модулей, включающих в себя рабочий орган, электромеханическое устройство (двигатель) с системой его регулирования и микропроцессорное управляющее устройство. Такие модули, получившие название мехатронных, применяются в роботах и станках с числовым программным управлением.

Под регулируемостью понимается возможность изменения или точного поддержания скорости, ускорения или момента (усилия) приводного электродвигателя.

Конструктивные формы исполнения электрических машин определяются степенью защиты, способами охлаждения и монтажа, воздействием климатических факторов окружающей среды и категорией мест размещения электрических машин при эксплуатации.

Степени защиты электрических машин для обслуживающего персонала и от попадания внутрь твердых тел и воды регламентированы ГОСТ IEC 60034-5-2011. Условное обозначение степени защиты состоит из букв IP (International Protection) и двух цифр. Первая цифра обозначает степень защиты персонала от соприкосновения с токоведущими и вращающимися частями и от попадания внутрь машины твердых тел; вторая цифра обозначает степень защиты от проникновения воды внутрь машины.

Так, например:

– IP23 – машина, защищенная от проникновения внутрь оболочки пальцев или предметов длиной более 80 мм, от проникновения твердых тел размером свыше 12 мм и капель воды, падающих на оболочку под углом 60° от вертикали;

– IP44 – машина, защищенная от проникновения внутрь оболочки проволоки и твердых тел размером более 1 мм и от воды, разбрызги-

ваемой на оболочку в любом направлении.

Монтаж электрических машин определяет способ крепления электрической машины в месте ее установки и способ ее сочленения с рабочим механизмом. Монтаж машин в большинстве случаев осуществляется на лапах или посредством фланцев. При этом возможно горизонтальное или вертикальное расположение вала машины. Разнообразности конструктивного исполнения электрических машин по способу монтажа определяются ГОСТ 2479-79.

Условное обозначение исполнения машины по способу монтажа состоит из букв IM (International Mounting) и четырех цифр.

Первая цифра обозначает группу конструктивного исполнения (на лапах, фланцах и др. конструктивные варианты).

Вторая и третья цифры обозначает способ монтажа: пространственное положение машины и направление выступающего конца вала, причем если третья цифра – 8, то машина может работать при любом пространственном положении вала.

Четвертая цифра обозначает количество и форму исполнения выступающих концов вала.

На надежность электрических приводов при их эксплуатации значительное влияние оказывают климатические условия внешней среды, к которым относятся: температура и диапазон ее колебания, относительная влажность, атмосферное давление и т.п.

Климатическое исполнение двигателей обозначается: У – с умеренным климатом; ХЛ – с холодным климатом; УХЛ – с умеренным и холодным климатом и т.п.

4.2. Режимы работы электропривода

Режим работы электрической машины – это установленный порядок чередования периодов, характеризуемых величиной и продолжительностью нагрузки, отключения, торможения, пуска и реверса во время ее работы.

Режимы работы электродвигателей в электроприводах различных рабочих машин разнообразны и определяются технологическими процессами, реализуемыми этими рабочими машинами. Для иллюстрации этих режимов работы используют *нагрузочные диаграммы*. Такая диаграмма представляет собой графически выраженную зависимость параметра, характеризующего нагрузку приводного двигателя (мощности P , момента M или силы потребляемого тока J) от продолжительности отдельных этапов, составляющих время ра-

боты электропривода. В действительности нагрузочная диаграмма двигателя может иметь вид графика любой формы (рис. 4.1). Для упрощения расчета требуемой мощности двигателя криволинейный график нагрузочной диаграммы разбивают на прямолинейные участки, в пределах которых нагрузка условно остается неизменной. Чем больше участков с различной нагрузкой, тем меньше ошибка такой замены, но тем сложнее последующие расчеты.

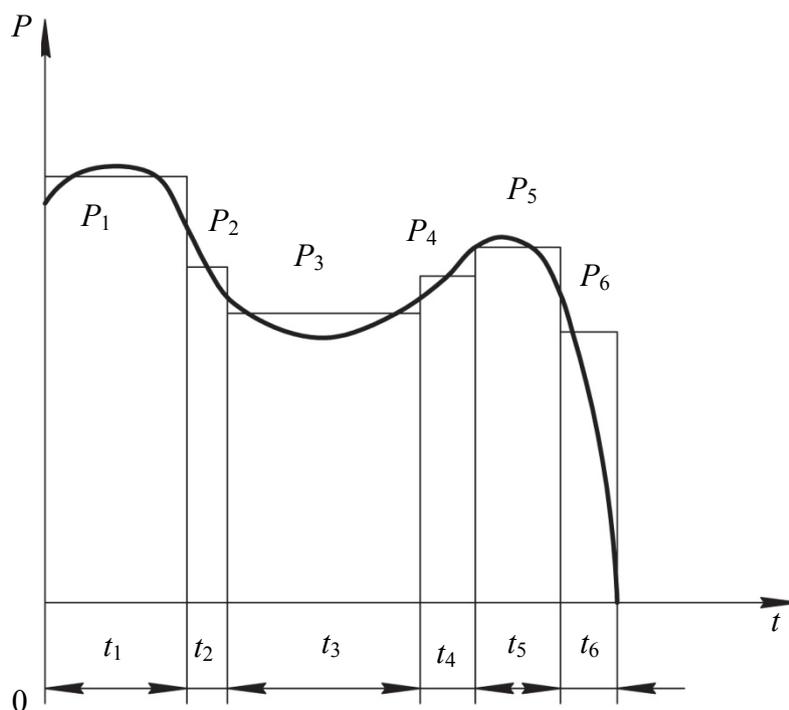


Рис. 4.1. Нагрузочная диаграмма электропривода

Согласно действующему стандарту ГОСТ 183-74 существует три *основных* режима работы двигателей, различающиеся характером изменения нагрузки.

1. Продолжительный режим S1 – когда при неизменной номинальной нагрузке $P_{ном}$ работа двигателя продолжается так долго, что температура нагрева всех его частей успевает достигнуть установившихся значений $T_{уст}$. Различают продолжительный режим с *неизменной нагрузкой* (рис. 4.2) и продолжительный режим с *изменяющейся нагрузкой* (рис.4.3).

2. Кратковременный режим S2 – когда периоды неизменной номинальной нагрузки чередуются с периодами отключения двигателя (рис. 4.4). При этом периоды работы (нагрузки) двигателя t_p настолько кратковременны, что температура нагрева всех частей двигателя не достигают установившихся значений, а периоды отключе-

ния двигателя настолько продолжительны, что все части двигателя успевают охладиться до температуры окружающей среды.

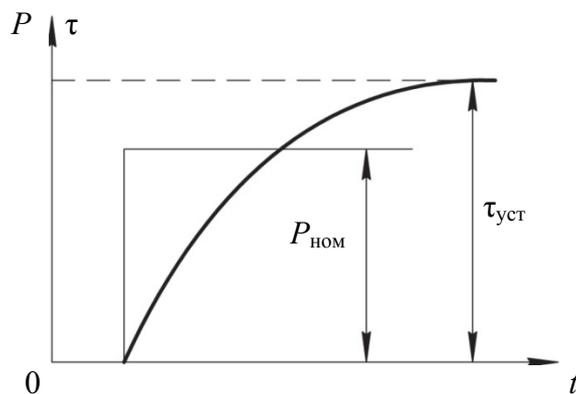


Рис. 4.2. **Нагрузочная диаграмма работы двигателя в продолжительном режиме с неизменной нагрузкой**

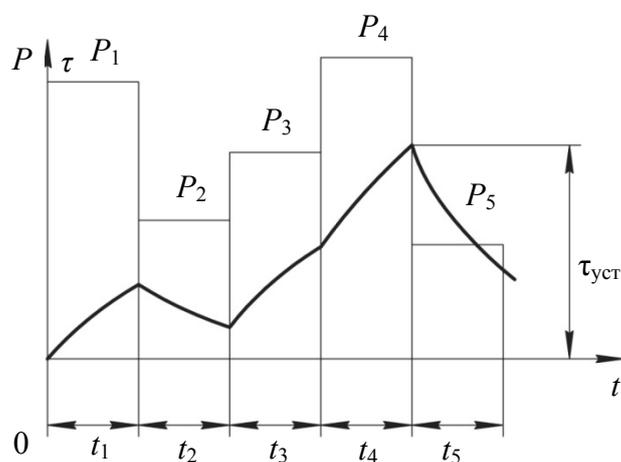


Рис. 4.3. **Нагрузочная диаграмма работы двигателя в продолжительном режиме с переменной нагрузкой**

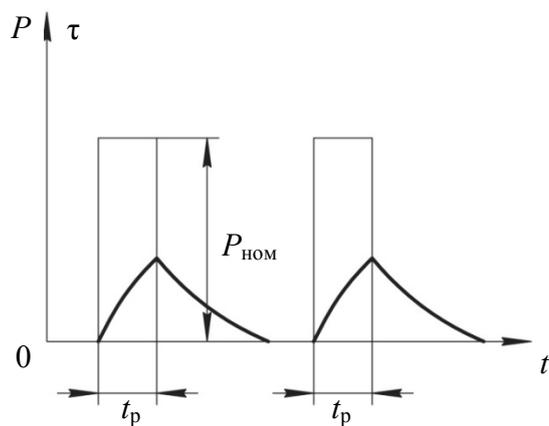


Рис. 4.4. **Нагрузочная диаграмма работы двигателя в кратковременном режиме**

Стандартом установлена длительность периодов нагрузки 10, 30, 60 и 90 мин. В условном обозначении кратковременного режима указывается продолжительность периода нагрузки, например S2 – 30 мин.

3. Повторно-кратковременный режим S3 – когда кратковременные периоды работы двигателя t_p чередуются с периодами отключения двигателя (паузами) $t_{п}$, причем за период работы t_p превышение температуры не успевает достигнуть установившихся значений, а за время паузы части двигателя не успевают охладиться до температуры окружающей среды (рис. 4.5).

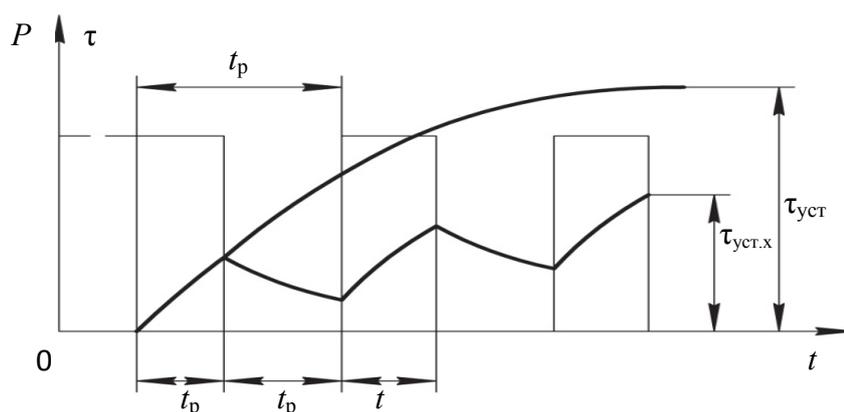


Рис. 4.5 Нагрузочная диаграмма работы двигателя в повторно-кратковременном режиме

Общее время работы двигателя в повторно-кратковременном режиме разделяется на периодически повторяющиеся циклы продолжительностью $t_{ц} = t_p + t_{п}$.

При этом продолжительность не должна превышать 10 мин. Повторно-кратковременный режим характеризуется *относительной продолжительностью включения, %*.

Помимо рассмотренных трех основных режимов, стандартом предусмотрены еще и дополнительные режимы:

S4 – повторно-кратковременный режим с частыми пусками, с числом включений в час 30, 60, 120 или 240;

S5 – повторно-кратковременный режим с частыми пусками и электрическим торможением в конце каждого цикла;

S6 – перемежающийся режим с частыми реверсами и электрическим торможением;

S7 – перемежающийся режим с частыми пусками, реверсами и электрическим торможением;

S8 – перемежающийся режим с двумя и более разными частотами вращения.

4.3. Методика выбора электродвигателя

В электроприводах современных станков наибольшее распространение получили асинхронные короткозамкнутые электродвигатели трехфазного переменного тока. Такие двигатели проще, дешевле, надежнее в эксплуатации и не требуют применения преобразовательных установок, так как получают энергию непосредственно от заводской сети. Для асинхронного короткозамкнутого двигателя нужен значительно меньший уход, чем для двигателя постоянного тока, у которого коллектор и щеточный аппарат нуждаются в регулярном обслуживании. По эксплуатационной надежности короткозамкнутый двигатель также лучше других двигателей. Его вращающаяся часть (ротор) вообще не подвержена повреждениям ввиду отсутствия изоляции и устройств для подвода тока. Кроме того, асинхронный двигатель очень компактен. Скорость его вращения при нормальном режиме работы (в пределах нагрузки от нуля до номинальной) мало зависит от нагрузки на валу, т. е. этот двигатель имеет жесткую механическую характеристику.

Однако при всей своей простоте короткозамкнутые двигатели трехфазного тока обладают рядом специфических особенностей. При пуске они потребляют большой ток $J_{п} = (4-7) J_{н}$, развивая при этом относительно малый пусковой момент $M_{п} = (1-2)M_{н}$.

Мощность электродвигателя выбирается в соответствии с предполагаемой нагрузкой и режимом работы, в большинстве случаев по нагреву, а затем двигатель проверяется по перегрузочной способности, а иногда и по пусковому моменту.

При постоянной продолжительной нагрузке (рис. 4.2), определение мощности электродвигателя сводится к следующему.

Определяется мощность, затрачиваемая на рабочий процесс механизма (мощность резания, мощность подачи), и с учетом КПД промежуточных передач выбирается по каталогу двигатель, номинальная мощность которого равна или немного больше мощности механизма.

При длительном режиме (рис. 4.3) работы с переменной нагрузкой мощность электродвигателя определяется несколькими методами: средних потерь, эквивалентного тока, момента и мощности и др. Часто пользуются более удобным, хотя и менее точным методом эквивалентной мощности, величина которой определяется по формуле (4.1):

$$P_{э} = \sqrt{\frac{P_1^2 \cdot t_1 + P_2^2 \cdot t_2 + \dots + P_n^2 \cdot t_n}{t_y}}, \quad (4.1)$$

где $P_1, P_2 \dots P_n$ – мощности на участках цикла, кВт; $t_1, t_2 \dots t_n$ – продолжительность участков цикла, с; $t_{\text{ц}}$ – продолжительность цикла, с.

По расчетной эквивалентной мощности в каталоге выбирается номинальная мощность двигателя $P_{\text{н}}$ исходя из условия, что $P_{\text{н}} \geq P_{\text{э}}$. Выбранный двигатель должен быть проверен по перегрузочной способности с учетом возможных мгновенных перегрузок:

$$P_{\text{н}} \geq \frac{P_{\text{max}}}{\lambda}, \quad (4.2)$$

где $P_{\text{н}}$ – номинальная мощность электродвигателя, кВт; P_{max} – максимальная мощность по графику нагрузки, кВт; λ – перегрузочная способность двигателя.

Перегрузочная способность асинхронного двигателя определяется по его максимальному моменту с учетом возможного снижения напряжения заводской сети на 10%.

$$\lambda = \left(\frac{U}{U_{\text{н}}} \right)^2 \cdot \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{н}}} = 0,81 \cdot \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{н}}}, \quad (4.3)$$

где M_{max} – максимально допустимый момент, Нм; $M_{\text{н}}$ – номинальный момент, Нм.

Значения отношения $\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{н}}}$ для асинхронных двигателей указываются в каталогах.

Метод эквивалентной мощности можно применять при выборе мощности электродвигателей с жесткой механической характеристикой (двигателя постоянного тока параллельного возбуждения и асинхронного короткозамкнутого двигателя).

При кратковременном режиме работы (рис. 4.4) номинальная мощность электродвигателя определяется условиями пуска (трогания с места), так как мощность, определенная из условия нагрева, весьма мала. Выбор мощности двигателя производится следующим образом:

1. Вначале определяется мощность двигателя с учетом допустимой его перегрузки по формуле P_{λ} :

$$P_{\lambda} = \frac{P}{\lambda}, \quad (4.4)$$

где P – необходимая мощность на валу двигателя, кВт.

По каталогу выбирается двигатель ближайшей большей мощности и определяется его пусковой момент $M_{\text{п}}$.

Момент сопротивления при пуске рассчитывается по формуле:

$$M_c = 0,61 \frac{P_{\max}}{n_0(1-\lambda \cdot S_H)}, \quad (4.5)$$

где P_{\max} – максимальная мощность при пуске (с учетом инерции привода и коэффициента трения покоя), кВт; n_0 – синхронная скорость вращения электродвигателя, мин^{-1} ; S_H – номинальное скольжение (берется из характеристики электродвигателя).

Момент сопротивления M_{c0} сопоставляется с пусковым моментом $M_{\text{п}}$. Если $M_{\text{п}} > M_{c0}$, двигатель выбран правильно. В противном случае следует по каталогу выбрать двигатель большей мощности и выполнить новый расчет.

Для работы в кратковременном режиме промышленностью выпускаются специальные двигатели с повышенным пусковым моментом и перегрузочной способностью.

Многие из электроприводов станков по условиям обработочного процесса имеют повторно-кратковременный (прерывистый) режим работы с большим числом пусков и реверсов двигателя (рис. 4.5).

Мощность электродвигателя при повторно-кратковременной работе рассчитывается в следующей последовательности.

С учетом графика нагрузки определяется эквивалентная мощность P_3 :

$$P_3 = \sqrt{\frac{P_{\text{п}}^2 \cdot t_{\text{п}} + P_{\text{р}}^2 \cdot t_{\text{р}} + \dots + P_{\text{т}}^2 \cdot t_{\text{т}}}{\beta_1 t_{\text{п}} + t_{\text{р}} + \beta_1 t_{\text{т}} + \beta_0 t_0}}, \quad (4.6)$$

где $P_{\text{п}}$, $P_{\text{р}}$, $P_{\text{т}}$ – мощности на участках цикла соответственно при пуске, работе и торможении, кВт; $t_{\text{п}}$, $t_{\text{р}}$, $t_{\text{т}}$, t_0 – соответственно время пуска, работы, торможения и останова двигателя, с; β_1 – коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения при пуске и торможении (для расчетов принимается 0,75); β_0 – коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения во время останова двигателя (для расчетов принимается 0,5).

Подсчитывается продолжительность включения ПВ:

$$\text{ПВ} = \frac{t_{\text{р}}}{t_{\text{ц}}}. \quad (4.7)$$

В случае, если $\text{ПВ} > 60\%$, то мощность рассчитывают, как при продолжительном режиме, а когда $\text{ПВ} < 10\%$ – то, как при кратковременном режиме.

Определяется мощность, соответствующая данному значению ПВ:

$$P_{\text{ПВ}} = \frac{P_3}{\sqrt{\text{ПВ}}}. \quad (4.8)$$

По каталогу выбирается электродвигатель по расчетной мощности $P_{ПВ}$ и значению ПВ. При этом номинальная мощность двигателя P_n должна быть равна или несколько больше, чем $P_{ПВ}$. Стандартом установлены продолжительности включения при повторно-кратковременном режиме 15, 25, 40 и 60%. Основной считается ПВ, равная 25%. Продолжительность цикла при этом не должна превышать 10 мин.

Если расчетная продолжительность включения отличается от стандартной, то определяют мощность, которую может развить двигатель при расчетной продолжительности включения.

$$P_{ПВ} = P_{ПВ}^{СТ} \sqrt{\frac{ПВ^{СТ}}{ПВ}}, \quad (4.9)$$

где ПВ – расчетная продолжительность включения; $ПВ^{СТ}$ – ближайшая стандартная продолжительность включения; $P_{ПВ}^{СТ}$ – номинальная мощность электродвигателя при стандартном значении ПВ.

Выбранный двигатель проверяется на перегрузку и по величине пускового момента.

4.4. Краткая характеристика электродвигателей

В деревообрабатывающем оборудовании могут применяться различные типы электродвигателей, но наиболее широкое распространение получили электродвигатели серии 4А, 4АМ и пришедшие им на смену асинхронные электродвигатели унифицированной серии АИ.

Двигатели серии 4А. Двигатели этой серии были рассчитаны на применение в различных областях промышленности. Они охватывают диапазон номинальных мощностей от 0,06 до 400 кВт и выполнены на 17-ти высотах оси вращения – от 50 до 355 мм.

Серия включает основное исполнение электродвигателей, ряд модификаций и специализированные исполнения. Двигатели основного исполнения соответствуют общим требованиям и предназначены для нормальных условий работы (двигатели общего назначения). Они выпускаются во всем диапазоне мощностей и высот оси вращения, охватываемых серией. Это трехфазные асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором, рассчитанные на частоту питания 50 Гц и имеющие степень защиты IP44 или IP23.

Модификации и специализированные исполнения асинхронных электродвигателей серии 4А построены на базе их основного исполнения, т.е. имеют те же принципиальные конструктивные решения

основных элементов и высоты оси вращения. Они выпускаются отдельными отрезками серий на определенные высоты оси вращения и номинальные мощности и предназначены для применения в механизмах, предъявляющих специфические требования к электроприводу, или в условиях эксплуатации отличных от нормальных, регламентируемых ГОСТ 183–74.

К электрическим модификациям асинхронных электродвигателей серии 4А отнесены электродвигатели с повышенным пусковым моментом, с повышенным номинальным скольжением, многоскоростные, двигатели с частотой питания 60 Гц.

К конструктивным модификациям асинхронных электродвигателей серии 4А отнесены электродвигатели с фазным ротором, малозумные, со встроенными электромагнитными тормозами, со встроенной температурной защитой.

Модификации исполнений по условиям окружающей среды включают асинхронные электродвигатели тропического исполнения, химостойкие, сельскохозяйственного, влагоморозостойкого, пылезащищенного и рудничного исполнений.

К специализированным исполнениям АД серии 4А отнесены высокоточные двигатели, двигатели привода лифтов, частотно-управляемые и двигатели для привода деревообрабатывающих станков.

В серии 4А принята следующая система обозначений:

$$\frac{4A}{1} \quad \frac{X}{2} \quad \frac{X}{3} \quad \frac{X}{4} \quad \frac{X}{5} \quad \frac{X}{6} \quad \frac{X}{7} \quad \frac{X}{8} ,$$

где 1 – название серии (4А); 2 – исполнение асинхронных электродвигателей по способу защиты, буква Н – исполнение IP23, отсутствие буквы означает исполнение IP44; 3 – исполнение асинхронных электродвигателей по материалу станины и щитов: А – станина и щиты алюминиевые; Х – станина алюминиевая, щиты чугунные (или обратное сочетание материалов); отсутствие буквы – станина и щиты чугунные или стальные; 4 – высота оси вращения (две или три цифры), мм; 5 – установочный размер по длине станины: буквы S, М или L (меньший, средний или больший); 6 – длина сердечника: А – меньшая, В – большая при условии сохранения установочного размера, отсутствие буквы означает, что при данном установочном размере (S, М или L) выполняется только одна длина сердечника; 7 – число полюсов электродвигателя (одна или две цифры); 8 – климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150–69.

Различные модификации и специализированные исполнения асин-

хронных электродвигателей серии 4А обозначают дополнительными буквами, место которых в обозначении установлено для каждой из модификаций особо.

Двигатели серии 4А с повышенным пусковым моментом предназначены для привода механизмов, имеющих большие статические и инерционные нагрузки в момент пуска. Они выпускаются в диапазоне высот оси вращения от 160 мм до 250 мм с синхронной частотой вращения 1500, 1000, 750 мин⁻¹.

По шкале мощностей, шкале установочных размеров и их взаимной увязке двигатели данной модификации соответствуют основному исполнению. Двигатели обозначаются дополнительной буквой Р после обозначения серии (4АР).

Двигатели серии 4А с повышенным скольжением предназначены для привода механизмов с пульсирующей нагрузкой, а также механизмов, работающих в повторно-кратковременном режиме S3 и перемежающемся S6 по ГОСТ 183–74. Возможно их использование в режимах S2 и S4. Двигатели выпускаются в диапазоне высот оси вращения от 71 до 250 мм с синхронной частотой вращения 3000, 1500, 1000, 750 мин⁻¹. Двигатели унифицированы с основным исполнением 4А со степенью защиты IP44. Двигатели обозначаются дополнительной буквой С после обозначения серии (4АС).

Многоскоростные двигатели серии 4А предназначены для привода механизмов, требующих ступенчатого регулирования частоты вращения. Двигатели имеют степень защиты IP44.

Габаритные, установочные и присоединительные размеры многоскоростных асинхронных электродвигателей соответствуют односкоростным, на базе которых они спроектированы. Многоскоростные электродвигатели отличаются от двигателей основного исполнения обмоткой статора, а в ряде случаев также формой пазов ротора и длиной сердечников.

В обозначении многоскоростных АД дополнительно указываются числа полюсов, соответствующие частотам вращения, например 4А132S6/4/2У3.

Двигатели серии 4А пылезащищенного исполнения предназначены для продолжительного режима работы от сети с частотой 50 Гц для привода механизмов, работающих в условиях невзрывоопасной окружающей среды с повышенным содержанием пыли, что особенно может быть актуально для шлифовальных станков. Выпускаются в диапазоне высот оси вращения от 56 мм до 250 мм для асинхронных электродвигателей, выполненных на базе основного исполнения и от

160 мм до 250 мм для асинхронных электродвигателей, выполненных на базе машин с повышенным пусковым моментом. Двигатели имеют степень защиты IP54, климатическое исполнение У, категория размещения 3. Двигатели обозначаются дополнительными буквами УП после указания числа полюсов (например, 4А160М4УПЗ). Технические данные асинхронных электродвигателей пылезащищенного исполнения соответствует данным двигателей основного исполнения со степенью защиты IP44 или их модификаций.

Двигатели серии 4А для привода деревообрабатывающих станков выпускаются на базе основного исполнения серии 4А с высотой оси вращения 100 мм. Двигатели рассчитаны на питание от сети с частотой тока 50 или 100 Гц. Двигатели отличаются удлиненным ротором, удлиненным концом выходного вала и усиленными подшипниковыми опорами. Двигатели обозначаются дополнительными буквами ХД после обозначения серии (4АХД).

Двигатели серии 4А малошумные предназначены для работы в приводах с повышенными требованиями к уровню шума. Они выпускаются в диапазоне высот вращения от 56 мм до 160 мм со степенью защиты IP44. По уровню звука соответствуют требованиям ГОСТ 16372-93 для машин третьего класса, допустимые вибрации соответствуют требованиям ГОСТ 20815-93. От основного исполнения электродвигатели отличаются более точной обработкой посадочных мест, улучшенными балансировкой и сборкой, подшипниками более высокого класса по точности и виброшумовым характеристикам конструкцией вентиляционного узла. Двигатели обозначаются дополнительной буквой Н после обозначения числа полюсов (например, 4А132S4НУЗ).

Технические данные малошумных асинхронных электродвигателей аналогичны техническим данным машин основного исполнения со степенью защиты IP44.

Двигатели серии 4А со встроенным электромагнитным тормозом предназначены для привода механизмов, работающих в повторно-кратковременном режиме с частыми пусками под нагрузкой (S4) и требующих фиксированного останова за регламентированное время после отключения от сети. Двигатели имеют диапазон высот оси вращения от 56 до 160 мм и имеют степень защиты IP44. Двигатели разработаны на базе основного исполнения или электродвигателей с повышенным скольжением. Отличительным признаком является наличие специального тормозного устройства, обеспечивающего тормозной момент не менее 1,5 номинального вращающего момента.

Двигатели обозначаются дополнительной буквой Е после обозначения числа полюсов. Технические данные асинхронных электродвигателей со встроенным электромагнитным тормозом аналогичны техническим данным электродвигателей, на базе которых они разработаны.

Двигатели серии 4А со встроенной температурной защитой предназначены для привода механизмов, работающих со значительными перегрузками, частыми пусками и другими тяжёлыми условиями эксплуатации. Температурная защита обеспечивает отключение асинхронного электродвигателя при температуре обмотки статора, превышающей предельную для данного класса изоляции, полное использование перегрузочной способности машины в пределах допустимых превышений температуры; достаточное быстроедействие и минимальное время возврата после устранения неисправностей или перегрузок.

В лобовые части обмоток установлены полупроводниковые датчики температуры (терморезисторы). Двигатели работают в комплекте со специальными устройствами температурной защиты, дающими сигнал на отключение при любых режимах, приводящих к чрезмерному превышению температуры обмоток. Двигатели обозначаются дополнительной буквой Б после обозначения числа полюсов (например, 4А160S4БУЗ).

Технические данные электродвигателей со встроенной температурной защитой аналогичны техническим данным асинхронных машин основного исполнения со степенью защиты IP44, их модификаций и специализированных исполнений.

Асинхронные двигатели общего назначения серии 4АМ. Двигатели серии 4АМ являются модернизацией двигателей серии 4А. Модернизация позволила снизить уровень шума на 5дБ, повысить значения некоторых основных параметров, уменьшить массу электродвигателя.

По номинальным значениям параметров, климатическим факторам окружающей среды, условиям эксплуатации, транспортирования и хранения электродвигатели серии 4АМ соответствуют серии 4А со степенью защиты IP44.

Номинальный режим работы асинхронных электродвигателей серии 4АМ – продолжительный S1.

Обозначение типов электродвигателей серии 4АМ аналогично обозначению серии 4А и дополнено буквой М («модернизированный»).

Класс вибрации асинхронных электродвигателей серии 4АМ и показатели надежности аналогичны классу вибрации и показателям надежности машин серии 4А.

Конструктивные исполнения электродвигателей серии 4АМ по способу монтажа соответствуют исполнениям серии 4А.

Асинхронные электродвигатели общего назначения серии АИ. Они являются унифицированной серией асинхронных электродвигателей. Серия имеет шкалу мощностей, аналогичную шкале серии 4А, и состоит из 34 ступеней от 0,025 до 400 кВт. Выполнена в 18 габаритах, характеризуемых значениями высоты оси вращения от 45 мм до 355 мм. Применяется во многих промышленных отраслях: машиностроении, станкостроении, сельском хозяйстве, деревообрабатывающей промышленности, системах вентиляции, подъемниках, транспортерах, насосном оборудовании и т.д.

Структура унифицированной серии предусматривает наличие следующих групп исполнений:

- основного;
- модификаций по характеристикам;
- модификаций по условиям окружающей среды;
- модификаций по точности установочных размеров;
- с дополнительными устройствами;
- узкоспециализированной.

В серии АИ принята следующая система обозначений:

$\frac{АИ}{1} \quad \frac{X}{2} \quad \frac{X}{3} \quad \frac{X}{4} \quad \frac{X}{5} \quad \frac{X}{6} \quad \frac{X}{7} \quad \frac{X}{8} \quad \frac{X}{9}$,

где 1 – единая серия (А – асинхронный, И – унифицированная серия асинхронных электродвигателей в рамках международной организации «Интерэлектро»); 2 – вариант системы привязки мощности электрической машины к установочно-присоединительным размерам (Р – согласно стандарту ГОСТ Р 51689-2000 или С – в соответствии с нормами CENELEC-DOCUMENT); 3 – буквенный индекс модификации, марка может содержать и более одного обозначения (С – имеющие повышенное скольжение, Р – имеющие повышенный пусковой момент); 4 – габарит двигателя или высота оси вращения (расстояние от оси вращения – центра вала до его опорной плоскости – нижней поверхности лап); 5 – буквенный индекс установочного размера по длине станины: S, M или L (меньший, средний или больший); 6 – длина сердечника статора (А, В, С, D), при отсутствии буквы следует понимать, что при данном установочном размере выполняется только одна длина сердечника; 7 – число полюсов электрической машины; 8 – индекс конструктивной модификации двигателя: Б – в модификации предусмотрена температурная защита, П – имеющие повы-

шенную точность установочных размеров, Е/Е2 – снабженные электромагнитным тормозом / электромагнитным и ручным тормозом, РЗ – для использования в мотор-редукторах, Х2 – химически стойкого исполнения и т.д.; 9 – индекс климатического исполнения (У, ХЛ, УХЛ, ТВ, ТС, Т, ТМ, М, О, В) и категория размещения (от 1 до 5), определенных в ГОСТ 15150.

Асинхронные электродвигатели серии АДЧР. Асинхронные двигатели с частотным регулированием (АДЧР), предназначены для применения в регулируемом по скорости режиме с частотным электроприводом. Применение частотных преобразователей в электроприводах механизмов подачи деревообрабатывающих станков позволяет легко регулировать скорость подачи в заданном диапазоне.

Изменяя частоту f и напряжение U , можно сдвигать механическую характеристику асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором над осью частоты вращения (рис. 4.5). На участке пропорционального изменения U и f (диапазон А) двигатель работает с постоянным магнитным потоком и создает постоянный вращающий момент. Если напряжение достигает максимального значения, а частота продолжает повышаться, то магнитный поток ослабевает, а вместе с ним снижается и вращающий момент (ослабление поля, диапазон F).

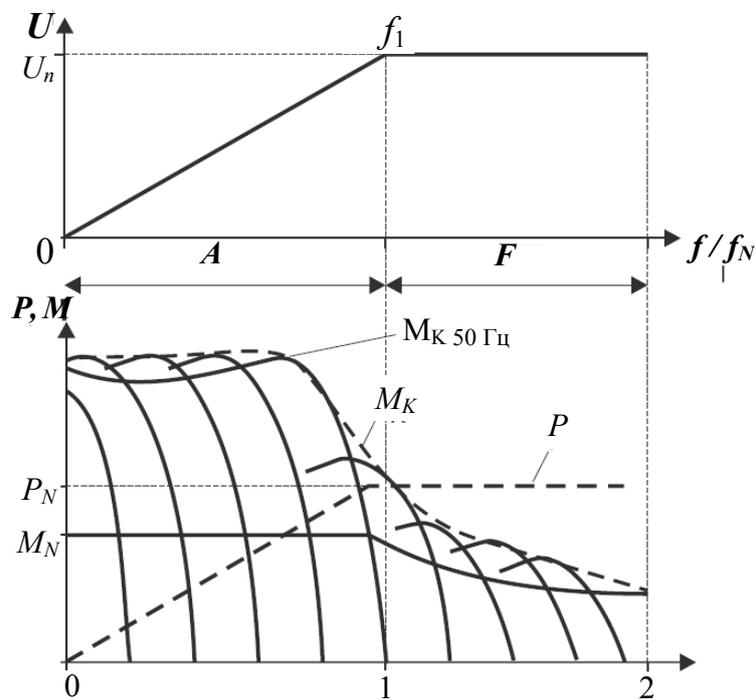


Рис. 4.5. График изменения характеристик электродвигателя

В диапазоне (*A*) пропорционального изменения характеристики двигателя может работать с постоянным вращающим моментом, а в диапазоне (*F*) ослабления поля – с постоянной мощностью.

Вариантом эксплуатации асинхронного электродвигателя с частотным преобразователем является работа с напряжением и частотой выше номинальных значений. Однако из-за большой тепловой нагрузки на двигатель в продолжительном режиме рекомендуется использовать двигатель следующего типоразмера (температурного класса изоляции *F*) на номинальной мощности.

Условием стабильности вращающего момента является сохранение эффективности охлаждения двигателя даже в нижнем диапазоне частоты вращения. Для двигателей с самоохлаждением это невозможно, поскольку со снижением частоты вращения уменьшается и эффективность вентиляции. Если не используется вентилятор принудительного охлаждения, то вращающий момент необходимо снижать. Работать с постоянным вращающим моментом без принудительного охлаждения можно только в том случае, если выбрать двигатель большего типоразмера. При той же полезной мощности, но при большей площади поверхности двигателя тепловые потери будут эффективно отводиться даже на низкой частоте вращения.

Асинхронные электродвигатели для частотного регулирования (АДЧР) имеют ряд особенностей, которые надо учитывать при выборе двигателя для того или иного применения.

Двигатели базового исполнения (АДЧР 0). Назначение: для использования в составе частотно-регулируемого привода, а также в режиме питания от стандартной трехфазной питающей сети. Изготавливается во всех габаритных размерах двигателей. Ограничения по применению: так как для охлаждения двигателя используется вентилятор установленный на валу двигателя (самовентиляция), эффективное охлаждение обеспечивается начиная с выходной частоты инвертора порядка 30Гц, допустимая глубина регулирования примерно 1:3.

Примеры применения: в составе регулируемого привода для насосов, вентиляторов, конвейеров и т.п. или для применения в качестве замены обычных асинхронных двигателей.

Двигатели с независимой вентиляцией (АДЧР В). Назначение: для использования в составе частотно-регулируемого привода при продолжительной работе во всех диапазонах рабочих скоростей. Изготавливается во всех габаритных размерах двигателей. Ограничения по применению: максимальная глубина регулирования

с преобразователем частоты может составлять 1:10, при применении специальных типов инверторов до 1:20...40.

Примеры применения: конвейерные системы, центрифуги, автоматические линии и т.д.

Двигатели с электромагнитным тормозом (АДЧР Т). Назначение: работа в составе частотно-регулируемого привода или с питанием от стандартной питающей сети с необходимостью обеспечивать удержание вала двигателя при отключении силового питания двигателя, а так же в системах, требующих повышенной безопасности. Изготавливается во всех габаритных размерах двигателей.

Ограничения по применению:

1. Так как для охлаждения двигателя используется вентилятор установленный на валу двигателя (самовентиляция), эффективное охлаждение обеспечивается, начиная с выходной частоты инвертора порядка 30Гц, допустимая глубина регулирования примерно 1:3. Максимальная скорость – не выше номинальной.

2. При использовании такого типа двигателя при прямом питании от стандартной питающей сети 50/60Гц, требуется установка динамического тормоза.

Примеры применения: грузоподъемные механизмы, конвейерные системы, центрифуги, автоматические линии и т.д.

Двигатели с электромагнитным тормозом, датчиком скорости/положения и независимой вентиляцией (АДЧР ТДВ). Назначение: работа в составе частотно-регулируемого привода при необходимости обеспечения точного контроля скорости вращения, получения большой глубины регулирования по скорости, управления моментом и т.д. в любом диапазоне скоростей от 0 мин⁻¹ до максимальной.

Примеры применения: точное машиностроение, станки с ЧПУ, грузоподъемные механизмы, конвейерные системы, автоматические линии и т.д.

Двигатели с датчиком скорости положения и независимой вентиляцией (АДЧР ДВ). Назначение: работа в составе частотно-регулируемого привода при необходимости обеспечения большой глубины регулирования по скорости, точного контроля скорости вращения, управления моментом и т.д. в любом диапазоне скоростей от 0 мин⁻¹ до максимальной. Изготавливается во всех габаритных размерах двигателей.

Примеры применения: точное машиностроение, станки с ЧПУ, грузоподъемные механизмы, конвейерные системы, автоматические линии и т.д.

5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТЯГОВОГО УСИЛИЯ ПРИВодОВ ПОДАЧИ ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ

5.1. Пример расчета привода подачи прирезного круглопильного станка с верхним расположением пильного вала

Исходные данные: круглопильный прирезной станок; мощность электродвигателя привода резания $P_{дв} = 10$ кВт; КПД привода резания $\eta_{рез} = 0,97$; частота вращения пилы $n = 2920$ мин⁻¹; выход пилы из пропила $a = 10$ мм; диаметр пилы $D = 400$ мм; толщина распиливаемого материала $h = 120$ мм; радиус прижимных вальцов $R = 40$ мм; угол наклона боковых граней рифлей конвейера 60° ; вес заготовки $F_G = 160$ Н; вес рабочей части конвейера $F_{Гконв} = 400$ Н; материал заготовки – сосна, влажностью 12 %.

Расчетная схема представлена на рис. 5.1.

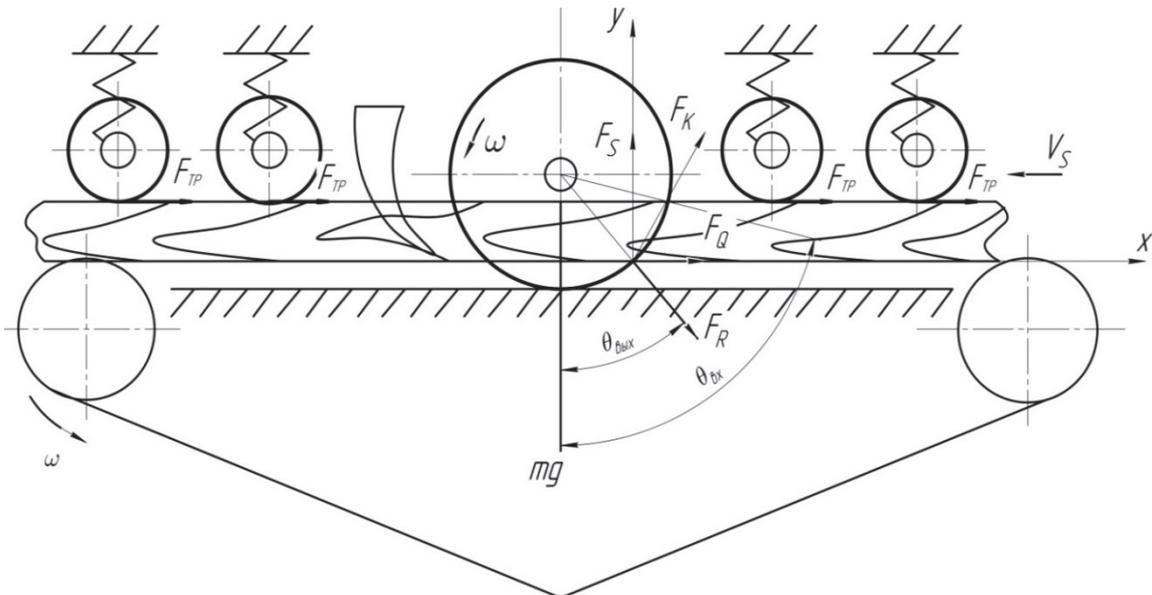


Рис. 5.1. Расчетная схема круглопильного прирезного станка

Скорость резания определим по формуле $V_{рез}$, м/с:

$$V_{рез} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60000} ; \quad (5.1)$$

$$V_{рез} = \frac{3,14 \cdot 400 \cdot 2920}{60000} = 61,13 \text{ м/с} .$$

Средняя касательная сила резания F_t , Н:

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{рез}}}{V_{\text{рез}}}; \quad (5.2)$$
$$F_t = \frac{1000 \cdot 10 \cdot 0,97}{61,13} = 158,7 \text{ Н.}$$

Радиальную силу резания F_r , Н, определим по формуле (3.5), приняв переходной множитель $m = 1,2$:

$$F_r = 1,2 \cdot 158,7 = 190,4 \text{ Н.}$$

По формулам (3.6–3.8) найдем угол входа, угол выхода и средний кинематический угол встречи:

$$\theta_{\text{вх}} = \arccos \frac{200 - 10}{200} = 18,2^\circ;$$
$$\theta_{\text{вых}} = \arccos \frac{200 - 10 - 120}{200} = 69,5^\circ;$$
$$\theta = \frac{18,2^\circ + 69,5^\circ}{2} = 43,85^\circ.$$

Подставив значения найденных величин в формулу (3.10) определим силу сопротивления подаче от резания:

$$F_Q = 158,7 \cdot \cos 43,85 - 190,4 \cdot \sin 43,85 = 246,3 \text{ Н.}$$

Силу нормальную к подаче определим по формуле (3.11):

$$F_S = 158,7 \cdot \sin 43,85 - 190,4 \cdot \cos 43,85 = -27,4 \text{ Н.}$$

Знак минус указывает, что сила F_S направлена в противоположную сторону и прижимает заготовку к конвейеру.

Согласно формуле (3.2), тяговое усилие равно:

$$F_T = \alpha \sum F_C.$$

Для дальнейших расчетов принимаем $\alpha = 1,4$.

Сумма сил сопротивлений $\sum F_C$ для рассматриваемого случая может быть расписана как:

$$\sum F_C = F_Q + 4F_{\text{ТК}} + F_{\text{ТС}}, \quad (5.3)$$

где $F_{\text{ТК}}$ – сила трения качения прижимных вальцов, Н; $F_{\text{ТС}}$ – сила трения скольжения конвейера по направляющим, Н.

С учетом формул (3.11) и (3.12) выражение (5.3) может быть переписано в виде:

$$\sum F_{сз} = F_Q + 4F_{пр} \cdot \frac{K}{R} + N \cdot f, \quad (5.4)$$

где $F_{пр}$ – сила прижима роликов, Н; K – коэффициент трения качения гладких роликов по древесине сосны, $K = 0,5$ (приложение, табл. 2); N – нормальная реакция направляющих, Н; f – коэффициент трения скольжения конвейера по направляющим, для трения сталь по стали со смазкой $f = 0,1$ (приложение, табл. 3).

Для определения необходимой силы прижима воспользуемся условием непроскальзывания заготовки относительно конвейера. Заготовка в процессе обработки занимает три характерных положения:

- прижимается двумя передними вальцами (в начале распиловки);
- прижимается четырьмя вальцами;
- прижимается двумя задними вальцами (в конце распиловки).

Для расчета силы прижима в целях обеспечения непроскальзывания заготовки при минимальном числе прижимных элементов следует рассматривать первый или третий случай.

Силы, пытающиеся сдвинуть заготовку относительно конвейера:

$$\sum F_{сз} = F_Q + 2F_{пр} \cdot \frac{K}{R}. \quad (5.5)$$

Усилие прижима заготовки к конвейеру:

$$F'_{пр} = 2F_{пр} - F_S + F_G. \quad (5.6)$$

Подставим выражение (5.5) и (5.6) в формулу (3.13):

$$\alpha \left(F_Q + 2F_{пр} \cdot \frac{K}{R} \right) = (2F_{пр} - F_S + F_G) \cdot \mu_{сц}, \quad (5.7)$$

где $\mu_{сц}$ – коэффициент сцепления заготовки с конвейером, при угле наклона боковых граней рифлей 60° $\mu_{сц} = 0,39$ (приложение, табл. 4).

Путем несложных преобразований выразим силу прижима из (5.7):

$$F_{пр} = \frac{\alpha \cdot F_Q - (F_G - F_S) \cdot \mu_{сц}}{\mu_{сц} - 2 \cdot \alpha \cdot \frac{K}{R}}. \quad (5.8)$$

Подставляя значения, получим значение необходимой силы прижима:

$$F_{пр} = \frac{1,4 \cdot 246,3 - (160 - (-27,4)) \cdot 0,39}{2 \cdot 0,39 - 2 \cdot 1,4 \cdot \frac{0,5}{40}} = 364,7 \text{ Н.}$$

Дальнейший расчет ведется с учетом всех прижимных элементов. Для определения нормальной реакции направляющих запишем проекции сил на вертикальную ось:

$$N + F_S - F_G - 4F_{\text{пр}} - F_{G_{\text{конв}}} = 0.$$

Откуда:

$$N = F_G + 4F_{\text{пр}} + F_{G_{\text{конв}}} - F_S;$$

$$N = 160 + 4 \cdot 364,7 + 400 - (-27,4) = 2046,2 \text{ Н.}$$

Подставим найденные значения в выражение (4.4):

$$\sum F_C = 246,3 + 4 \cdot 364,7 \cdot \frac{0,5}{40} + 2046,2 \cdot 0,1 = 469,2 \text{ Н.}$$

Зная сумму сил сопротивления подаче по формуле (3.2) найдем тяговое усилие:

$$F_T = 1,4 \cdot 469,2 = 656,9 \text{ Н.}$$

5.2. Пример расчета тягового усилия привода подачи ленточнопильного столярного станка

Исходные данные: вертикальный ленточнопильный станок; мощность электродвигателя привода резания $P_{\text{дв}} = 4,5$ кВт; КПД привода резания $\eta_{\text{рез}} = 0,97$; диаметр шкивов $D = 800$ мм; частота вращения шкивов $n = 950$ мин⁻¹; толщина распиливаемого материала $h = 80$ мм; радиус подающего рифленого вальца $R_1 = 80$ мм; радиус гладких базовых вальцов $R_2 = 40$ мм; вес заготовки $F_G = 140$ Н; материал заготовки – дуб, влажностью 12%.

Расчетная схема представлена на рис. 5.2.

Скорость резания найдем по формуле $V_{\text{рез}}$, м/с:

$$V_{\text{рез}} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60000}; \quad (5.9)$$

$$V_{\text{рез}} = \frac{3,14 \cdot 800 \cdot 950}{60000} = 39,8 \text{ м/с.}$$

Средняя касательная сила резания F_t , Н:

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{рез}}}{V_{\text{рез}}}; \quad (5.10)$$

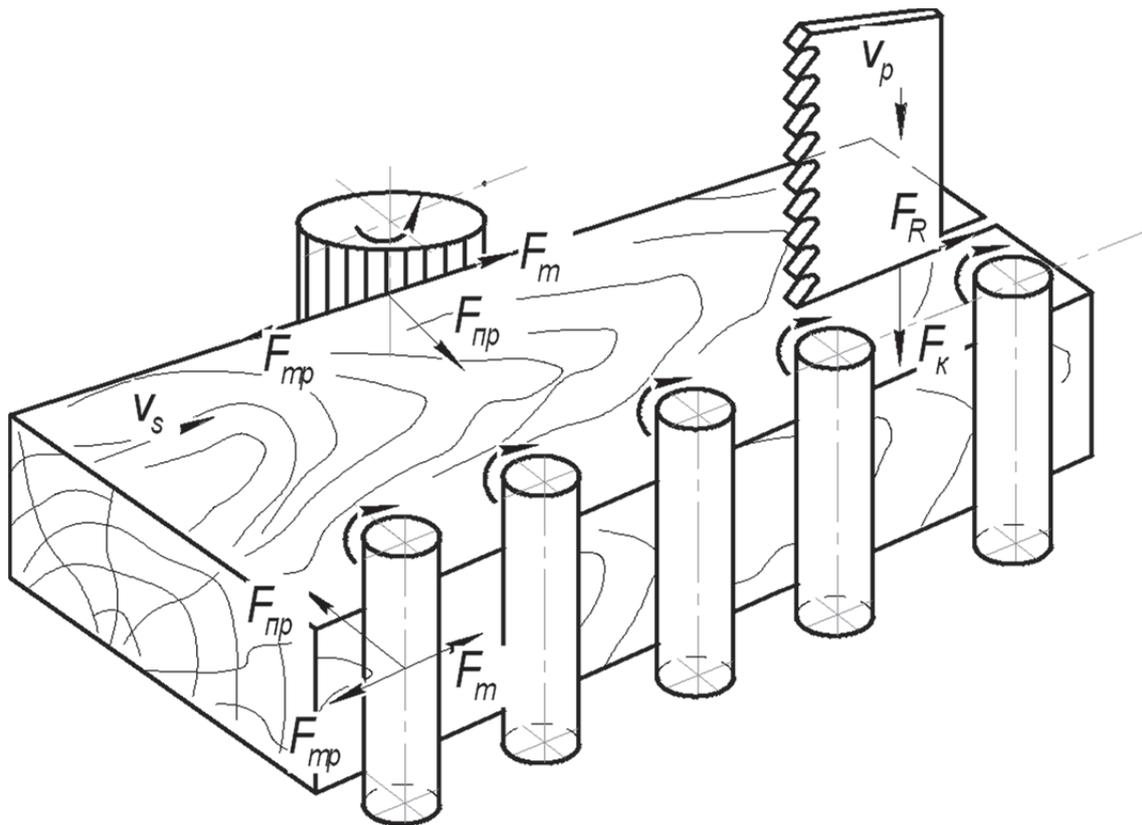


Рис. 5.2. Расчетная схема ленточнопильного станка

Радиальную силу резания F_r , Н, определим по формуле (3.5), приняв переходной множитель $m = 1$:

Согласно формуле (3.2) тяговое усилие равно:

Для дальнейших расчетов принимаем $\alpha = 1,3$.

Сумма сил сопротивлений $\sum F_c$ для рассматриваемого станка может быть записана как:

$$(5.11)$$

где $F_{р1}$ – сила трения качения рифленого вальца, Н; $F_{р2}$ – сила трения качения гладкого вальца, Н; z – количество гладких базовых вальцов, шт.; $F_{тс}$ – сила трения скольжения заготовки по столу станка, Н.

С учетом формул (3.11) и (3.12) выражение (5.3) может быть записано в виде:

$$\sum F_c = F_{\text{пр1}} \frac{K_1}{R_1} + z \cdot F_{\text{пр2}} \frac{K_2}{R_2} + N \cdot f + F_r, \quad (5.12)$$

где $F_{\text{пр1}}$ – сила прижима рифленого вальца, Н; K_1 – коэффициент трения качения рифленого вальца, мм. При качении рифленого вальца по дубу $K_1 = 0,36$ (приложение, табл. 2); $F_{\text{пр2}}$ – сила прижима гладкого вальца, Н; K_2 – коэффициент трения качения гладкого вальца, мм. При качении гладкого вальца по дубу $K_2 = 0,25$ (приложение, табл. 2); N – нормальная реакция стола станка, Н; f – коэффициент трения скольжения. При трении древесины по металлу $f = 0,4$ (приложение, табл. 3).

Очевидно, из условия равновесия силы прижима со стороны рифленого и гладких вальцов должны быть равны:

$$F_{\text{пр1}} = z \cdot F_{\text{пр2}};$$

Откуда:

$$F_{\text{пр2}} = \frac{F_{\text{пр1}}}{z}. \quad (5.13)$$

Преобразуем выражение (5.12) с учетом формулы (5.13):

$$\sum F_c = F_{\text{пр1}} \left(\frac{K_1}{R_1} + \frac{K_2}{R_2} \right) + N \cdot f + F_r. \quad (5.14)$$

Для нахождения нормальной реакции стола запишем проекции всех сил на вертикальную ось:

$$N - F_t - F_G = 0; \quad (5.15)$$

$$N = F_t + F_G.$$

С учетом (5.7) выражение (5.5) примет вид:

$$\sum F_c = F_{\text{пр1}} \left(\frac{K_1}{R_1} + \frac{K_2}{R_2} \right) + (F_t + F_G) \cdot f + F_r. \quad (5.16)$$

Так как для рассматриваемой схемы все силы сопротивления подаче приложены к заготовке, то $\sum F_c = \sum F_{c3}$. Подставив выражение (5.16) в формулу (3.13), получим:

$$\alpha \left[F_{\text{пр1}} \left(\frac{K_1}{R_1} + \frac{K_2}{R_2} \right) + (F_t + F_G) \cdot f + F_r \right] = F_{\text{пр}}^{\square} \cdot \mu_{\text{сц}}, \quad (5.17)$$

где $F_{\text{пр}}$ – усилие прижима заготовки к тяговому органу, Н; $\mu_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления подающего вальца с древесиной.

Очевидно, что для рассматриваемой схемы $F'_{\text{пр}} = F'_{\text{пр1}}$. Коэффициент сцепления рифленого вальца с древесиной дуба $\mu_{\text{сц}} = 0,34$ (приложение, табл. 6).

Выразим усилие прижима $F_{\text{пр1}}$ из формулы (5.17):

$$F_{\text{пр1}} = \frac{\alpha[(F_t + F_G) \cdot f + F_r]}{\mu_{\text{сц}} - \alpha \left(\frac{K_1}{R_1} + \frac{K_2}{R_2} \right)}.$$

Подставив, значения получим:

$$F_{\text{пр1}} = \frac{1,3 \cdot [(109,7 + 140) \cdot 0,4 + 109,7]}{0,34 - 1,3 \left(\frac{0,36}{80} + \frac{0,25}{40} \right)} = 835,7 \text{ Н.}$$

Подставим найденные значения в выражение (5.16):

$$\sum F_c = 835,7 \left(\frac{0,36}{80} + \frac{0,25}{40} \right) + (109,7 + 140) \cdot 0,4 + 109,7 = 218,6 \text{ Н.}$$

Зная сумму сил сопротивления подаче по формуле (3.2) найдем тяговое усилие:

$$F_T = 1,3 \cdot 218,6 = 284,2 \text{ Н.}$$

5.3. Пример расчета тягового усилия привода подачи рейсмусового станка

Исходные данные: мощность электродвигателя привода резания $P_{\text{дв}} = 7,5$ кВт; КПД привода резания $\eta_{\text{рез}} = 0,95$; частота вращения ножевого вала $n = 4567$ мин⁻¹; диаметр ножевого вала $D = 128$ мм; количество ножей в ножевом валу $z = 2$; толщина снимаемого слоя $h = 5$ мм; радиус подающих вальцов $R = 62,5$ мм. Обрабатываемая заготовка: сосна влажностью 12%. Весом заготовки пренебречь.

Расчетная схема представлена на рис. 5.3.

Скорость резания определим по формуле $V_{\text{рез}}$, м/с:

$$V_{\text{рез}} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000 \cdot 60}; \quad (5.19)$$

$$V_{\text{рез}} = \frac{3,14 \cdot 128 \cdot 4567}{1000 \cdot 60} = 30,6 \text{ м/с.}$$

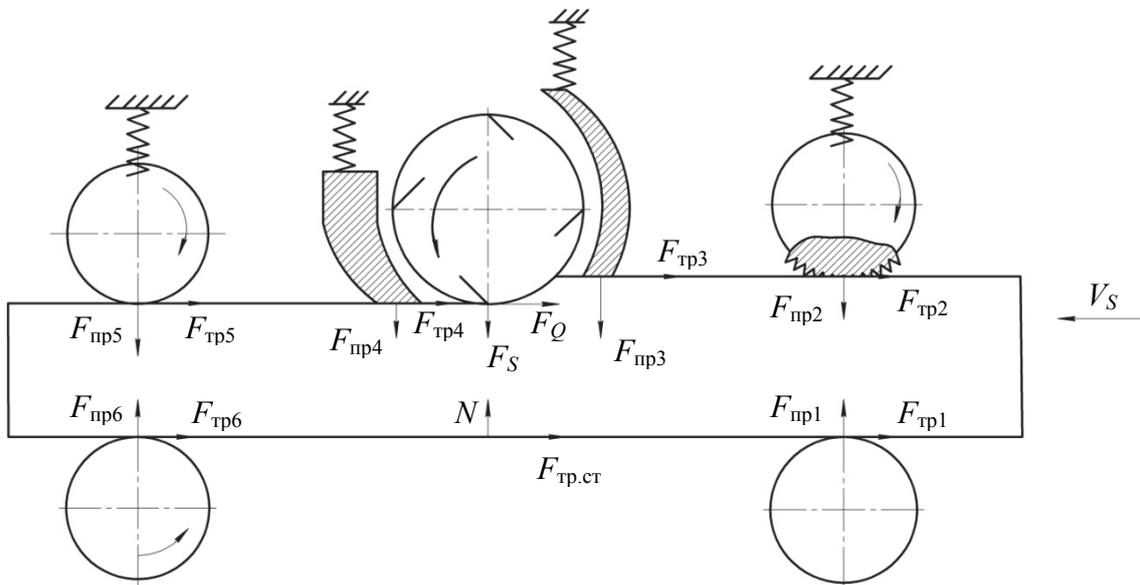


Рис. 5.3. Расчетная схема рейсмусового станка

Средняя касательная сила резания F_t , Н :

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{рез}}}{V_{\text{рез}}} ; \quad (5.20)$$

$$F_t = \frac{1000 \cdot 7,5 \cdot 0,95}{30,6} = 232,9 \text{ Н.}$$

Радиальную силу резания определим по формуле (3.5), приняв переходной множитель $m = 1$:

$$F_r = 1 \cdot 232,9 = 232,9 \text{ Н.}$$

По формуле (3.9) определим значение среднего кинематического угла встречи θ :

$$\theta = \arcsin \sqrt{\frac{5}{128}} = 11,5^\circ .$$

Подставив значения найденных величин в формулу (3.10) определим силу сопротивления подаче от резания:

$$F_Q = 232,9 \cdot \cos 11,5 + 232,9 \cdot \sin 11,5 = 274,7 \text{ Н.}$$

Силу нормальную к подаче определим по формуле (3.11):

$$F_s = 232,9 \cdot \cos 11,5 - 232,9 \cdot \sin 11,5 = -181,8 \text{ Н.}$$

Знак минус указывает, что сила F_s отбрасывает заготовку к столу. Согласно формуле (3.2) тяговое усилие равно:

$$F_T = \alpha \sum F_c.$$

Для дальнейших расчетов принимаем $\alpha = 1,4$.

Сумма сил сопротивлений $\sum F_c$ может быть записана как

$$\sum F_c = F_{\text{тр}1} + F_{\text{тр}2} + F_{\text{тр}3} + F_{\text{тр}4} + F_{\text{тр.ст}} + F_Q + F_{\text{тр}5} + F_{\text{тр}6}, \quad (5.22)$$

где $F_{\text{тр}1}$ – сила трения качения переднего нижнего гладкого вальца, Н; $F_{\text{тр}2}$ – сила трения качения верхнего переднего рифленого вальца, Н; $F_{\text{тр}3}$ – сила трения скольжения стружколомателя по поверхности заготовки, Н; $F_{\text{тр}4}$ – сила трения скольжения заднего прижима по поверхности заготовки, Н; $F_{\text{тр.ст}}$ – сила трения заготовки по столу, Н; $F_{\text{тр}5}$ – сила трения качения заднего верхнего гладкого вальца, Н; $F_{\text{тр}6}$ – сила трения качения заднего нижнего гладкого вальца, Н.

Определим силу трения стружколомателя по поверхности заготовки формуле (5.23):

$$F_{\text{тр}3} = F_{\text{пр}3} \cdot f, \quad (5.23)$$

где $F_{\text{пр}3}$ – сила прижима стружколомателя к поверхности заготовки, Н; f – коэффициент трения скольжения дерева по металлу.

Величина силы прижима стружколомателя к поверхности заготовки может быть определена как

$$F_{\text{пр}3} = \beta \cdot F_t \frac{t}{l} \cdot \sin \theta, \quad (5.24)$$

где β – коэффициент запаса силы прижима стружколомателя, Н. В расчетах принимают $\beta = 1,25-2,5$; t – шаг ножей в ножевом валу, мм; l – длина дуги контакта ножа с древесиной, мм.

Шаг ножей в ножевом валу найдем по формуле (5.25):

$$t = \frac{\pi \cdot D}{z}; \quad (5.25)$$

$$t = \frac{3,14 \cdot 128}{2} = 201 \text{ мм.}$$

Длина дуги контакта ножа с древесиной для процесса фрезерования может быть определена как

$$l = \sqrt{h \cdot D}; \quad (5.26)$$

$$l = \sqrt{5 \cdot 128} = 25,3 \text{ мм.}$$

Задавшись $\beta=1,25$, по формуле (5.24) найдем $F_{\text{пр3}}$:

$$F_{\text{пр3}} = 1,25 \cdot 231,9 \frac{201}{25,3} \cdot \sin 11,5 = 461 \text{ Н.}$$

Приняв по табл. 3 Приложения $f = 0,3$, определим силу трения стружколомателя $F_{\text{тр3}}$:

$$F_{\text{тр3}} = 461 \cdot 0,3 = 138,3 \text{ Н.}$$

Величина силы $F_{\text{пр4}}$ заднего прижима принимается равной 0,25 от силы прижима стружколомателя $F_{\text{пр3}}$.

$$F_{\text{пр4}} = 0,25 \cdot F_{\text{пр3}}; \quad (5.27)$$

$$F_{\text{пр4}} = 0,25 \cdot 461 = 115,3 \text{ Н.}$$

Аналогично находим силу трения заднего прижима по поверхности заготовки:

$$F_{\text{тр4}} = F_{\text{пр4}} \cdot f; \quad (5.28)$$

$$F_{\text{тр4}} = 115,3 \cdot 0,3 = 34,6 \text{ Н.}$$

Считая, что силы F_s , $F_{\text{пр3}}$ и $F_{\text{пр4}}$, действуя на заготовку, полностью воспринимаются столом станка, найдем реакцию его опорной поверхности N :

$$N = F_s + F_{\text{пр3}} + F_{\text{пр4}}; \quad (5.29)$$

$$N = 181,8 + 461 + 115,3 = 758,1 \text{ Н.}$$

Тогда сила трения по поверхности стола:

$$F_{\text{тр.ст}} = N \cdot f; \quad (5.30)$$

$$F_{\text{тр.ст}} = 758,1 \cdot 0,3 = 227,4 \text{ Н.}$$

При принятом допущении очевидно:

$$F_{\text{пр1}} = F_{\text{пр2}} = F_{\text{пр5}} = F_{\text{пр6}}. \quad (5.31)$$

Согласно формуле (3.11) запишем выражения для сил трения качения гладких вальцов:

$$F_{\text{тр1}} = F_{\text{тр5}} = F_{\text{тр6}} = F_{\text{пр1}} \frac{K_1}{R}, \quad (5.32)$$

где K_1 – коэффициент трения качения гладкого вальца, мм. Согласно табл. 2 приложения, для заданных условий $K_1 = 0,58$ мм.

$$F_{\text{тр}2} = F_{\text{пр}1} \frac{K_2}{R}, \quad (5.33)$$

где K_2 – коэффициент трения качения рифленого вальца, мм. Согласно табл. 2 приложения, $K_2 = 1,15$; $K_1 = 1,15 \cdot 0,58 = 0,67$ мм.

Величину силы прижима вальцов к заготовке найдем из условия непроскальзывания. Для этого рассмотрим наиболее сложный случай – заготовка подается одним рифленным вальцом, обрабатывается ножевым валом, но еще не попадает под задние вытяжные вальцы.

Сумма сил, оказывающих сопротивление движению заготовки:

$$\sum F_{\text{с}3} = F_Q + F_{\text{тр}1} + F_{\text{тр}2} + F_{\text{тр}3} + F_{\text{тр}4} + F_{\text{тр.ст}}. \quad (5.34)$$

Или с учетом формул (5.32) и (5.33):

$$\sum F_{\text{с}3} = F_Q + F_{\text{пр}1} \frac{K_1}{R} + F_{\text{пр}1} \frac{K_2}{R} + F_{\text{тр}3} + F_{\text{тр}4} + F_{\text{тр.ст}}. \quad (5.35)$$

Усилие прижима заготовки к подающему вальцу:

$$F'_{\text{пр}} = F_{\text{пр}1}. \quad (5.36)$$

Подставим выражение (5.35) и (5.36) в формулу (3.13):

$$\alpha \left(F_Q + F_{\text{пр}1} \frac{K_1}{R} + F_{\text{пр}1} \frac{K_2}{R} + F_{\text{тр}3} + F_{\text{тр}4} + F_{\text{тр.ст}} \right) = F_{\text{пр}1} \cdot \mu_{\text{сц}}, \quad (5.37)$$

где $\mu_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления заготовки с рифленным вальцом. Согласно табл. 6 приложения, для заданных условий $\mu_{\text{сц}} = 0,42$.

Путем несложных преобразований из формулы (5.37) выразим силу прижима:

$$F_{\text{пр}1} = \frac{\alpha \cdot (F_Q + F_{\text{тр}3} + F_{\text{тр}4} + F_{\text{тр.ст}})}{\mu_{\text{сц}} - \frac{\alpha}{R} \cdot (K_1 + K_2)}. \quad (5.38)$$

$$F_{\text{пр}1} = \frac{1,4 \cdot (174,7 + 138,3 + 34,6 + 227,4)}{0,42 - \frac{1,4}{62,5} \cdot (0,58 + 0,67)} = 2053 \text{ Н.}$$

По формулам (5.32) и (5.33) найдем силы трения качения вальцов по заготовке:

$$F_{\text{тр}1} = F_{\text{тр}5} = F_{\text{тр}6} = 2053 \frac{0,58}{62,5} = 19 \text{ Н;}$$

$$F_{\text{тр}2} = 2053 \frac{0,67}{62,5} = 22 \text{ Н.}$$

Подставив все данные в формулу (5.22), определим сумму сил сопротивления подаче:

$$\sum F_c = 19 + 22 + 138,3 + 34,6 + 227,4 + 174,7 + 19 + 19 = 654 \text{ Н.}$$

Подставив значение суммы сил сопротивления подачи в формулу (3.2) получим искомое значение тягового усилия:

$$F_T = \alpha \cdot \sum F_c = 1,4 \cdot 654 = 915,6 \text{ Н.}$$

5.4. Пример расчета тягового усилия привода подачи фуговального станка с вальцовым автоподатчиком

Исходные данные: мощность электродвигателя привода резания $P_{дв} = 4,5$ кВт; КПД привода резания $\eta_{рез} = 0,95$; частота вращения ножевого вала $n = 4600$ мин⁻¹; диаметр ножевого вала $D = 128$ мм; толщина снимаемого слоя $h = 3$ мм; радиус подающих вальцов $R = 60$ мм. Обрабатываемая заготовка: сосна влажностью 12%. Вес заготовки $F_G = 80$ Н.

Расчетная схема представлена на рис. 5.4.

Скорость резания определим по формуле $V_{рез}$, м/с:

$$V_{рез} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000 \cdot 60}; \quad (5.39)$$

$$V_{рез} = \frac{3,14 \cdot 128 \cdot 4600}{1000 \cdot 60} = 30,8 \text{ м/с.}$$

Средняя касательная сила резания F_t , Н:

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_{дв} \cdot \eta_{рез}}{V_{рез}}; \quad (5.40)$$

$$F_t = \frac{1000 \cdot 4,5 \cdot 0,95}{30,8} = 138,8 \text{ Н.}$$

Радиальную силу резания определим по формуле (3.5), приняв переходной множитель $m = 1$:

$$F_r = 1 \cdot 138,8 = 138,8 \text{ Н.}$$

По формуле (3.9) определим значение среднего кинематического угла встречи θ :

$$\theta = \sqrt{\frac{3}{128}} = 8,8^\circ$$

Подставив значения найденных величин в формулу (3.10), определим силу сопротивления подаче от резания:

$$F_Q = 138,8 \cdot \cos 8,8 + 138,8 \cdot \sin 8,8 = 158,4 \text{ Н.}$$

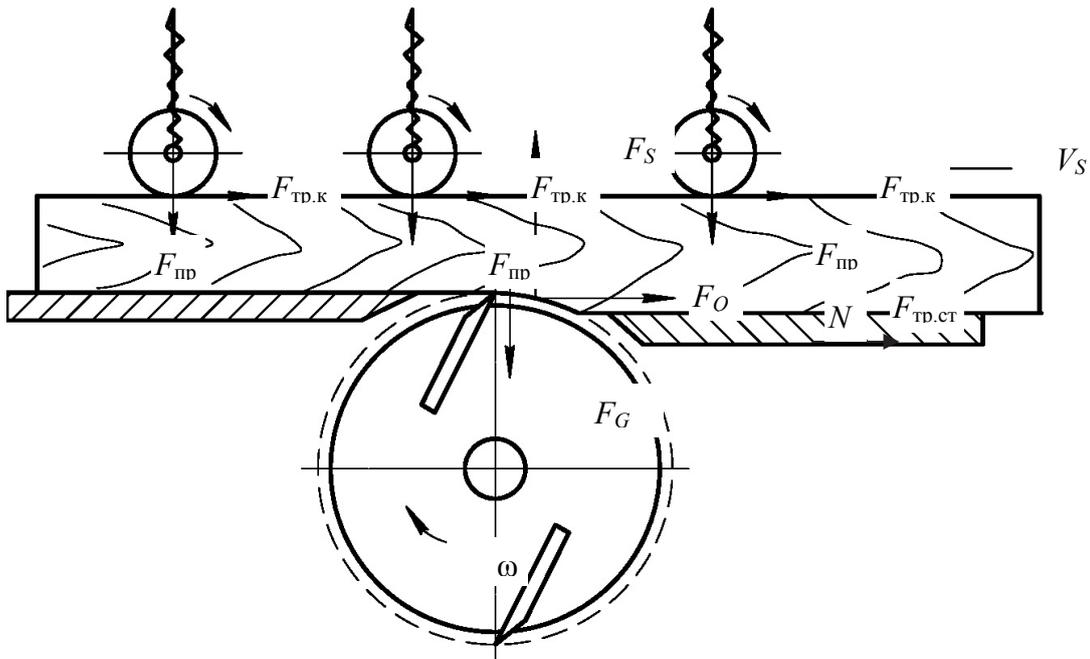


Рис. 5.4. Расчетная схема фуговального станка с вальцовым автоподатчиком

Силу нормальную к подаче определим по формуле (3.11):

$$F_S = 138,8 \cdot \cos 8,8 - 138,8 \cdot \sin 8,8 = -115,9 \text{ Н.}$$

Знак минус указывает, что сила F_S отбрасывает заготовку от стола. В дальнейших расчетах знак « \leftarrow » учтем в направлении силы F_S .

Согласно формуле (3.2) тяговое усилие равно:

$$F_T = \alpha \sum F_C.$$

Для дальнейших расчетов принимаем $\alpha = 1,4$.

Сумма сил сопротивлений $\sum F_C$ может быть записана как:

$$\sum F_C = 3F_{\text{тр.к}} + F_{\text{тр.ст}} + F_Q, \quad (5.41)$$

где $F_{\text{тр.к}}$ – сила трения качения прорезиненного подающего вальца, Н;
 $F_{\text{тр.ст}}$ – сила трения скольжения заготовки по столу, Н.

Следует также отметить, что существует еще одна сила сопротивления подаче – сила трения скольжения заготовки о поверхность направляющей линейки. Однако, ввиду малости, ей можно пренебречь.

Согласно формуле (3.11) запишем выражение для сил трения качения прорезиненных вальцов:

$$F_{\text{тр.к}} = F_{\text{пр}} \frac{K}{R}, \quad (5.42)$$

где $F_{\text{пр}}$ – сила прижима вальцов, Н; K – коэффициент трения качения прорезиненных вальцов по древесине, мм. Согласно табл. 2 приложения, $K = 0,58 \cdot 1,3 = 0,75$ мм.

Сила трения скольжения заготовки по поверхности стола:

$$F_{\text{тр.ст}} = N \cdot f, \quad (5.43)$$

где N – реакция опорной поверхности стола, Н; f – коэффициент трения скольжения. Согласно табл.3 приложения, коэффициент трения скольжения дерева по металлу $f = 0,3$.

Силу реакции стола найдем как:

$$N = -F_S + 3F_{\text{пр}} + F_G; \quad (5.44)$$

$$F_{\text{тр.ст}} = (-F_S + 3F_{\text{пр}} + F_G) \cdot f. \quad (5.45)$$

Для нахождения необходимой силы прижима вальцов рассмотрим наиболее сложный случай – заготовка подается одним передним вальцом, обрабатывается ножевым валом, но еще не попала под вальцы, расположенные над задним столом. (5.47)

Сумма сил, оказывающих сопротивление движению заготовки:

$$\sum F_{\text{сз}} = F_Q + F_{\text{тр.к}} + F_{\text{тр.ст}}. \quad (5.46)$$

Или с учетом (5.42), (5.43) и того, что прижим заготовки осуществляется одним вальцом:

$$\sum F_{\text{сз}} = F_Q + F_{\text{пр}} \frac{K}{R} + \alpha \left(F_Q + F_{\text{пр}} \frac{K}{R} + (-F_S + 3F_{\text{пр}} + F_G) \cdot f \right).$$

Усилие прижима заготовки к подающему вальцу:

$$F'_{\text{пр}} = F_{\text{пр}}. \quad (5.48)$$

Подставим выражение (5.47) и (5.48) в формулу (3.13):

$$\alpha \left(F_Q + F_{\text{пр}} \frac{K}{R} + (-F_S + 3F_{\text{пр}} + F_G) \cdot f \right) = F_{\text{пр}} \cdot \mu_{\text{сц}}, \quad (5.49)$$

где $\mu_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления заготовки с прорезиненным вальцом. Согласно табл.6 приложения, для заданных условий $\mu_{\text{сц}} = 0,42 \cdot 1,8 = 0,76$.

Путем несложных преобразований из формулы (5.49) выразим силу прижима:

$$F_{\text{пр}} = \frac{\alpha(F_Q + (-F_S + F_G) \cdot f)}{\mu_{\text{сц}} - \alpha \frac{K}{R}}; \quad (5.50)$$

$$F_{\text{пр}} = \frac{1,4(158,4 + (-115,9 + 80) \cdot 0,3)}{0,76 - 1,4 \cdot \frac{0,75}{60}} = 278,4 \text{ Н.}$$

По формулам (5.42) и (5.45) найдем силы трения:

$$F_{\text{тр.к}} = 278,4 \cdot \frac{0,75}{60} = 3,5 \text{ Н;}$$

$$F_{\text{тр.ст}} = (-115,9 + 3 \cdot 278,4 + 80) \cdot 0,3 = 240 \text{ Н.}$$

Подставив все данные в формулу (5.41), определим сумму сил сопротивления подаче:

$$\sum F_c = 3 \cdot 3,5 + 240 + 158,4 = 408,9 \text{ Н.}$$

Подставив значение суммы сил сопротивления подачи в формулу (3.2), получим искомое значение тягового усилия:

$$F_T = \alpha \sum F_c = 1,4 \cdot 408,9 = 572,5 \text{ Н.}$$

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Значения КПД элементов приводов

Передача или элемент привода	КПД	
	Закрытая	Открытая
Цилиндрическая зубчатая передача	0,95...0,98	0,92...0,94
Коническая зубчатая передача	0,94...0,97	0,91...0,93
Цепная передача	0,94...0,96	0,90...0,92
Фрикционная передача	0,88...0,94	0,70...0,85
Червячная передача		
– несамотормозящая $Z_1 = 1$	0,68...0,72	0,52...0,62
$Z_1 = 2$	0,73...0,78	0,62...0,72
$Z_1 = 4$	0,78...0,84	–
– самотормозящая $Z_1 = 1$	0,45	0,40
Ременная передача		
– клиновья	0,93...0,95	
– плоская	0,94...0,96	
Подшипники качения (одна пара)	0,99	
Подшипники скольжения (одна пара)		
– жидкостного трения	0,99	
– полужидкостного трения	0,98	
Муфты	0,98	

Таблица 2

Значения коэффициента трения качения гладких валцов по древесине K , мм

Порода	Влаж-ность, %	Диаметр валцов D , мм							
		60	80	100	120	140	160	180	200
Сосна	12	0,45	0,50	0,55	0,58	0,60	0,63	0,65	0,69
	65	0,58	0,63	0,67	0,71	0,76	0,80	0,84	0,89
Береза	12	0,52	0,56	0,64	0,68	0,70	0,73	0,75	0,77
	65	0,60	0,67	0,73	0,78	0,81	0,84	0,87	0,90
Дуб	12	0,23	0,25	0,26	0,27	0,29	0,31	0,34	0,37
	65	0,35	0,37	0,39	0,41	0,44	0,47	0,50	0,53

Примечание. Для рифленых подающих валцов коэффициент трения качения увеличивают в 1,15 раза, для обрезиненных – в 1,3 раза.

Таблица 3

Значения коэффициента трения скольжения

Трущиеся материалы	Коэффициент трения			
	покоя		скольжения	
	без смазки	со смазкой	без смазки	со смазкой
Сталь-сталь	0,15	0,10...0,12	0,15	0,05...0,10
Сталь-чугун	0,3	–	0,18	0,05...0,15
Сталь-бронза	0,12	0,08-0,12	0,10	0,07...0,10
Сталь-текстолит	–	–	–	0,02...0,06
Чугун-бронза	–	–	0,15...0,20	0,07...0,15
Бронза-бронза	–	0,10	0,20	0,07...0,10
Резина-чугун	–	–	0,80	0,50
Металл-древесина	0,50...0,60	0,10...0,20	0,30...0,60	0,10...0,20
Кожа-металл	0,30...0,50	0,15	0,60	0,15
Древесина-древесина	0,40...0,60	0,10	0,20...0,50	–

Таблица 4

Значения коэффициента сцепления гусеничных лент с древесиной

Геометрическая форма выступов	Коэффициент сцепления при угле наклона боковых граней рифлей α , °									
	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
Клеточные	0,46	0,43	0,41	0,39	0,37	0,34	0,32	0,30	0,27	0,25
Продольные	0,35	0,34	0,33	0,32	0,31	0,30	0,28	0,27	0,26	0,25

Таблица 5

Значения коэффициента сцепления гладких подающих вальцов с древесиной

Порода	Влажность, %	Диаметр вальцов D , мм							
		60	80	100	120	140	160	180	200
Сосна	12	0,20	0,21	0,23	0,25	0,27	0,29	0,29	0,29
	65	0,26	0,27	0,29	0,30	0,32	0,34	0,35	0,34
Береза	12	0,23	0,24	0,25	0,27	0,29	0,30	0,30	0,27
	65	0,27	0,31	0,34	0,36	0,37	0,37	0,35	0,33
Дуб	12	0,25	0,28	0,32	0,35	0,35	0,34	0,31	0,27
	65	0,29	0,35	0,39	0,41	0,41	0,40	0,37	0,33

Таблица 6

**Значения коэффициента сцепления рифленых подающих
вальцов с древесиной**

Порода	Влаж- ность, %	Диаметр вальцов D , мм							
		60	80	100	120	140	160	180	200
Сосна	12	0,48	0,46	0,44	0,42	0,40	0,38	0,36	0,34
	65	0,55	0,52	0,50	0,48	0,46	0,44	0,41	0,39
Береза	12	0,49	0,47	0,45	0,43	0,41	0,39	0,37	0,35
	65	0,56	0,54	0,52	0,49	0,47	0,45	0,42	0,40
Дуб	12	0,43	0,41	0,39	0,37	0,36	0,34	0,32	0,31
	65	0,49	0,47	0,45	0,43	0,41	0,39	0,37	0,35

Примечание. Для обрешеченных подающих вальцов коэффициент сцепления увеличивают в 1,8 раза.

Таблица 7

**Значения коэффициента сцепления некоторых материалов
с древесиной**

Трущиеся материалы и условия трения	Коэффициент сцепления	
	для сосны	для березы
Сухая древесина по прорезиненной хлопчатобумажной ленте, поверхность заготовки пиленая	0,50...0,70	0,44...0,51
То же, поверхность заготовки отфрезерованная	0,45...0,60	0,36...0,48
Сухая древесина по прорезиненной хлопчатобумажной ленте с толстой резиновой обкладкой, поверхность заготовки пиленая	0,65...0,85	0,86...1,00
То же, поверхность заготовки отфрезерованная	0,9...1,0	0,7...0,93
Сухая древесина по резиновой рифленой поверхности, поверхность заготовки пиленая	0,85...0,95	0,68...0,80
То же, поверхность заготовки отфрезерованная	0,73...0,88	0,77...0,82

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Амалицкий, В. В. Теория и конструкции машин и оборудования отрасли (Машины и механизмы деревообрабатывающей про-сти): учебник: в 2 ч. / В. В. Амалицкий, В. Г. Бондарь, В. М. Кузнецов. – М.: ГОУ ВПО МГУЛ, 2008. – Ч. 1. – 348 с.
2. Теория и конструкции деревообрабатывающих машин: учебник / Н. В. Маковский [и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Лесная пром-сть, 1990. – 608 с.
3. Кучеров, И. К. Станки и инструменты лесопильно-деревообрабатывающего производства: учебник / И. К. Кучеров, В. К. Пашков. – М.: Лесная пром-сть, 1970. – 560 с.
4. Любченко, В. И. Станки и инструменты мебельного производства: учебник / В. И. Любченко, Г. Ф. Дружков. – М.: Лесная пром-сть, 1990. – 360 с.
5. Лаптев, А. Г. Станки и инструменты по обработке древесины: пособие к выполнению курсового проекта / А. Г. Лаптев. – Л.: ЛТА, 1966. – 181 с.
6. Грубэ, А. Э. Основы теории и расчета деревообрабатывающих станков, машин и авт. линий / А. Э. Грубэ, В. И. Санев. – М.: Лесная пром-сть, 1973. – 289 с.
7. Глебов, И.Т. Проектирование деревообрабатывающего оборудования: учебное пособие / И. Т. Глебов. – Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2004. – 232 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
1. Подающие механизмы деревообрабатывающих станков.....	4
1.1. Классификация подающих механизмов.....	4
1.2. Конструкции подающих механизмов.....	6
1.2.1. Конвейерные механизмы подачи.....	6
1.2.2. Вальцовые механизмы подачи.....	13
1.2.3. Механизмы подачи столами, каретками и суппортами .	19
2. Зажимные и прижимные устройства в деревообрабатывающих станках	24
3. Методические указания к выполнению расчетов	29
4. Электроприводы подающих механизмов	33
4.1. Классификация электроприводов.....	33
4.2. Режимы работы электропривода	35
4.3. Методика выбора электродвигателя.....	39
4.4. Краткая характеристика электродвигателей	42
5. Примеры расчета тягового усилия приводов подачи деревообрабатывающих станков.....	51
5.1. Пример расчета привода подачи прирезного круглопильного станка с верхним расположением пильного вала	51
5.2. Пример расчета тягового усилия привода подачи ленточнопильного столярного станка.....	54
5.3. Пример расчета тягового усилия привода подачи рейсмусового станка	57
5.4. Пример расчета тягового усилия привода подачи фуговального станка с вальцовым автоподатчиком	62
Приложение.....	66
Рекомендуемая литература.....	67

Учебное издание

РАСЧЕТ ПОДАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ ДЕРЕ- ВООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ

Учебно-методическое пособие

Составители:

Гриневич Сергей Анатольевич

Раповец Вячеслав Валерьевич

Редактор *Ю. Н. Морковко*

Компьютерная верстка *Ю. Н. Морковко*

Корректор *Ю. Н. Морковко*

Издатель:

УО «Белорусский государственный технологический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий

№ 1/227 от 20.03.2014

Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.