Предлагаемый материал изложен в одном из параграфов учебного пособия – Глебов И.Т. Проектирование деревообрабатывающего оборудования. – Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2004. – 232 с.

**Глебов И.Т.**

### Расчет вальцовых механизмов подач деревообрабатывающих станков

#### Общие сведения

*Vs*

Рис. 1. Схема вальцового механизма подачи

###  Вальцовый механизм подачи – один из самых распространенных видов подающих механизмов (рис. 1). Механизм подачи состоит из приводных верхних и нижних вальцов, которые базируют заготовку и надвигают ее на режущий инструмент. Верхние вальцы выполнены прижимными. Прижим обеспечивается пружинами или собственным весом вальцов.

Для обеспечения точного базирования оси всех вальцов должны быть строго параллельными, однако это выполнить чрезвычайно трудно. Если ось вальца не перпендикулярна к направлению подачи, то при движении заготовки на вальце возникает составляющая силы сцепления, которая направлена вдоль оси вальца. Эта сила вызывает перебазирование заготовки.

Для превращения вреда в пользу механизм подачи снабжают продольной направляющей линейкой и оси всех вальцов наклоняют к линейке под углом 88°. В этом случае вальцы прижимают заготовку к линейке, обеспечивают надежное базирование и подачу.

####  Постановка задачи

**Пространство параметров.** Вальцовый механизм подачи деревообрабатывающего станка может включать следующие элементы: верхние и нижние вальцы, прижимные ролики, скользящие прижимы и стружколоматели.

Пусть расчетная схема механизма подачи выбрана. Надо рассчитать тяговое усилие и мощность двигательного механизма привода.

В процессе решения задачи нас будут интересовать основные параметры механизма подачи, такие как диаметры верхних, нижних вальцов и прижимных роликов. Численные значения этих параметров могут изменяться в широком диапазоне. Учитывая опыт деревообрабатывающего машиностроения, зададимся следующими параметрическими ограничениями:

,

, (1)

,

где *d*1 – диаметр верхнего вальца, мм;

 *d*2 – диаметр нижнего вальца, мм;

 *dр* – диаметр прижимного ролика, мм.

Параметрические ограничения (1) образуют трехмерное пространство параметров.

**Пространством параметров в общем случае называется *n*-мерное пространство, состоящее из точек *А* с декартовыми координатами *А* = (*d*1, *d*2, ..., *d*n). Каждому набору параметров *d*1, *d*2, ..., *d*n соответствует точка *А* в пространстве параметров**. Можно сказать, что каждой точке пространства параметров соответствует модель механизма подачи, параметры которой соответствуют ограничениям (1).

**Выбор критериев качества.** Для решения задачи необходимо еще выбрать критерии качества и их ограничения. Критерием может служить любая характеристика механизма подачи, по которой можно судить о его качестве. К критериям предъявляется лишь одно требование: монотонная связь с качеством. Это означает, чем меньше (больше) значение критерия, тем лучше механизм подачи.

Если задан всего один критерий, то наилучшим считается тот набор параметров, при котором критерий оптимален. При нескольких критериях обычно не существует такого набора параметров, который одновременно оптимизировал бы все критерии. В этом случае выбор лучшего набора параметров связан с компромиссом.

За критерий механизма подачи можно принять усилие прижима верхних вальцов *Р*1. Тогда наилучшим следует считать тот набор параметров, для которого усилие прижима вальцов будут наименьшим. Критериальное ограничение можно записать в виде условия

, (2)

где *Р*1 – сила давления каждого верхнего вальца, Н;

 *Рm* – предельное значение силы давления верхнего вальца, Н. Значение *Рm* назначается конструктором в виде числа, например 100 Н. **Критериальное ограничение – это наихудшее значение критерия, на которое согласен конструктор.** Большое давление вальцов неблагоприятно для работы станка.

Таким образом, при решении задачи следует исследовать пространство параметров (1) и отыскать такие их значения, для которых выполнялось бы условие (2).

####  Метод решения

Поставленная задача может быть решена методом **зондирования пространства параметров.**

В задаче нас интересует непрерывная функция зависимости тягового усилия вальцового механизма подачи от диаметров верхних, нижних вальцов и прижимных роликов, т.е. . Простого аналитического выражения эта функция не имеет.

Разобьем параметры (1) на 29 равных частей:

 ,

, (3)

 ,

где *i* – номер расчетной точки, *i* = 0, 1, 2, ..., 29.

Всего получается 30 расчетных точек *Аi* с декартовыми координатами *Аi* = (*d*1*i*, *d*2*i*, *dрi*).

Для каждой расчетной точки вычисляется значение тягового усилия . Если количество расчетных точек достаточно велико, то можно составить полное представление о поведении функции, приближенно найти ее наибольшее и наименьшее значение, установить частоту тех или иных значений. Такое численное исследование называется зондированием пространства параметров.

 Значение усилия прижима верхних вальцов для каждой расчетной точки проверяется по критериальному ограничению (1). Если для какой-то расчетной точки это условие не выполняется, то эта точка отбрасывается из дальнейших расчетов. Результаты расчетов для точек, прошедших критериальное ограничение, выводятся на печать. Окончательный выбор лучших решений делает расчетчик.

####  Математическая модель задачи

На рис. 2 приведены примеры схем вальцовых механизмов подач различных деревообрабатывающих станков. Схемы могут быть самыми разнообразными и могут включать приводные и неприводные вальцы, стружколоматели, прижимы скользящие и роликовые. Механизмов главного движения в станке может быть несколько, их режущие инструменты в пространстве могут быть расположены по-разному. Их действие на заготовку отмечено силами *S*1 и *S*2.

Рассмотрим схему механизма подачи круглопильного станка (рис. 2, *а*). Известно, что для определения тягового усилия сначала надо найти давление верхних вальцов *Р*1. Для этого рассматривают работу вальцов, расположенных только перед режущим инструментом. Получается следующее уравнение:

*G*

*Fs*

*Vs*

*Р*1

Х = 1, С = 1,

*А*1 =1, *А*2 =0

*q*пр

*F*р

*F*пр

*S*2

*S*1

*Р*1

*q*р

Стол

*F*1 *F*т1

*F*т2

*S*2

*S*1

*в*

*G*

*Fs*

*Vs*

*Р*1

*S*2

Х = 2, С = 1,

*А*1 =1, *А*2 =1

*S*1

*q*пр

*q*с

*F*с

*F*пр

Стол

*F*1 *F*т1

*F*2 *F*т2

*б*

*Fs*

*S*1

*Vs*

*Р*1

*S*2

*G*

*Х* = 2, *С* = 0,

*А*1 =1, *А*2 =1

*F*1 *F*т1

*F*2 *F*т2

*а*

Рис. 2. Расчетные схемы механизмов подач станков:

*а* – круглопильного; *б* – рейсмусового;

*в* – многошпиндельного продольно-фрезерного

 , (4)

где *F*1, *F*2 – тяговое усилие, создаваемое соответственно верхним и нижним вальцами, Н;

 *α* – коэффициент запаса, *α* = 1,3-1,5;

 *S*1 – проекция составляющих силы резания на направление подачи, Н;

 *F*т1, *F*т2 – силы трения качения соответственно верхних и нижних вальцов по заготовке, Н.

**Расчет сил трения качения.** На рис. 3 показана схема движения вальца по деревянной заготовке. Валец катится по поверхности заготовки и под действием силы нормального давления *N* деформирует ее. Силу реакции заготовки раскладывают на силу трения качения *F*т и силу нормальную *Fn*. Естественно допустить, что *Fn* = *N*. Найдем сумму моментов сил относительно оси вращения *О*:

Рис. 3. Схема движения вальца по заготовке

##### *R*

##### *О*

##### *N*

##### *F*т*т*

*Fnnnnn*

##### *К*

; ,

откуда

,

где *К* – коэффициент трения качения, имеющий размерность длины, мм.

**Вывод обобщенных формул.** Уравнение (4) можно записать так:

, (5)

где *Р*1 – сила давления верхнего вальца, Н;

 *μ*1, *μ*2 – коэффициенты сцепления с заготовкой соответственно верхнего и нижнего вальца;

 *S*2 – проекция составляющих силы резания на направление перпендикулярное к вектору скорости подачи, Н;

 G – вес заготовки, Н;

 *К*1, *К*2 – коэффициенты трения качения соответственно верхнего и нижнего вальцов, мм;

 *R*1, R2 – радиусы контакта с заготовкой верхнего и нижнего вальца, мм.

Отсюда находится сила давления верхнего вальца

. (6)

Подобным образом составляются уравнения для других расчетных схем. Каждой расчетной схеме будет соответствовать свое уравнение. Однако для решения задачи оптимизации и составления для этого компьютерной программы желательно иметь одно обобщенное уравнение, пригодное для любой расчетной схемы. Это можно сделать с помощью коэффициентов, характеризующих конструкцию механизма подачи.

**Коэффициенты, характеризующие конструкцию механизма подачи:**

*Х* – коэффициент симметрии; если *Х* = 2, то вальцы расположены по обе стороны от механизмов главного движения, если *Х* = 1, то вальцы расположены только перед механизмами главного движения;

С – коэффициент, указывающий на наличие или отсутствие стола; если при обработке заготовка опирается и скользит по столу станка, то С = 1, при отсутствии стола С = 0;

*А*1, *А*2 – коэффициенты, указывающие на связь верхних и нижних вальцов с приводом; если *А*1 = 0, *А*2 = 0, то вальцы неприводные, если *А*1 = 1, *А*2 = 1, то вальцы приводные;

*В*1, *В*2 – коэффициенты, указывающие на наличие или отсутствие верхних и нижних вальцов; если *В*1 = 0, *В*2 = 0, то вальцы в конструкции станка отсутствуют (станок с ручной подачей), если *В*1 = 1, *В*2 = 1, то верхние и нижние вальцы имеются;

М – коэффициент; при *В*2 = 0 М = 1, при *В*2 = 1 М = 0.

**Общая сила трения при движении заготовки в механизме подачи.** Числитель в формуле (132) представляет собой сумму силы *S*1 и силы трения Т, возникающей в механизме подачи. С учетом конструктивных коэффициентов значение силы трения можно определить по следующим выражениям, Н:

при С = 0

; (7)

при С = 1

,

где *nc*, *nпр*, *nр* – количество стружколомателей, прижимов, прижимных роликов;

 *qc*, *qпр*, *qр* – сила давления на заготовку стружколомателей, прижимов, прижимных роликов, Н;

 *f* – коэффициент трения скольжения, *f* = 0,4-0,6;

 *Kpi* – коэффициент трения качения ролика, мм;

 *dpi* – диаметр прижимного ролика, мм.

**Сила давления верхних вальцов.** Опираясь на расчетные схемы вальцовых механизмов подач (рис. 2) и конструктивные коэффициенты, из выражения (6) можно получить следующую обобшенную формулу для определения силы давления верхних вальцов:

. (8)

По полученному значению *Р*1 настраиваются все верхние вальцы. После этого можно перейти к определению тягового усилия механизма подачи.

**Тяговое усилие механизма подачи.** Тяговое усилие представляет собой сумму проекций всех сил сопротивления движению заготовки на направление подачи. Тяговое усилие может быть найдено с помощью следующих выражений, Н:

при С = 0

; (9)

при С = 1



Мощность двигателя привода механизма подачи, кВт

, (10)

где *Vs* – скорость подачи, м/мин;

 *η* – КПД механизма подачи.

#### Подготовка исходных данных

Для подготовки исходных данных необходимо изобразить расчетную схему проектируемого механизма подачи. При наличии в станке стружколомателей, скользящих или роликовых прижимов их давление на заготовку находится следующим образом. Сначала находится окружная касательная сила резания

, (11)

где *Р* – мощность двигателя механизма главного движения, кВт;

 *V* – скорость главного движения, м/с.

Средняя сила резания на дуге контакта при продольном фрезеровании, Н

, (12)

где *D* – диаметр окружности резания, мм;

 *l* – длина дуги контакта, мм;

 *z* – количество зубьев фрезы.

Длина дуги контакта

,

где *t* – глубина фрезерования, мм.

По данным Манжоса Ф.М. сила давления стружколомателей на заготовку, Н

. (13)

Сила давления на заготовку прижимов скользящих и роликовых, Н

. (14)

Сила *S*2 со знаком + (плюс) должна быть направлена в сторону нижнего вальца, стола, направляющей линейки.

Если станок имеет несколько механизмов главного движения, то

,

.

**Значения коэффициентов трения качения и сцепления.** Коэффициенты трения качения и сцепления приведены в табличной форме. В компьютерных программах удобнее пользоваться уравнениями, поэтому по данным таблиц получены следующие уравнения.

**Уравнения для определения коэффициентов трения качения К, мм,** гладких вальцов (роликов) по древесине:

для сосны влажностью 12%

,

влажностью 65%

;

для березы влажностью 12%

,

влажностью 65%

;

для дуба влажностью 12%

,

влажностью 65%

.

Для рифленых вальцов ; для обрезиненных – .

**Уравнения для определения коэффициентов сцепления *μ*** рифленых вальцов с древесиной:

для сосны влажностью 12%

,

влажностью 65%

;

для березы влажностью 12%

,

влажностью 65%

;

для дуба влажностью 12%

,

влажностью 65%

.

Для обрезиненных вальцов .