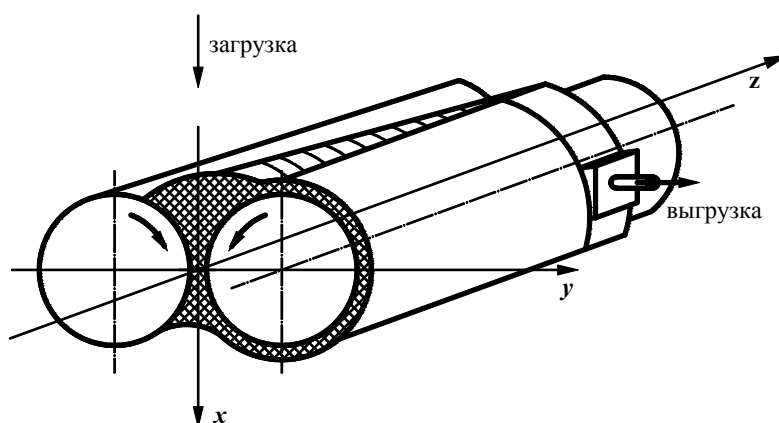


**А.С. КЛИНКОВ, В.И. КОЧЕТОВ, М.В. СОКОЛОВ,
П.С. БЕЛЯЕВ, В.Г. ОДНОЛЬКО**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И
РАСЧЕТ ВАЛКОВЫХ МАШИН
ДЛЯ ПОЛИМЕРНЫХ
МАТЕРИАЛОВ**



ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ

Учебное издание

КЛИНКОВ Алексей Степанович

КОЧЕТОВ Виктор Иванович
СОКОЛОВ Михаил Владимирович
БЕЛЯЕВ Павел Серафимович
ОДНОЛЬКО Валерий Григорьевич

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ
ВАЛКОВЫХ МАШИН
ДЛЯ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Учебное пособие

Редактор З. Г. Чернова

Компьютерное макетирование М. А. Филатовой

Подписано к печати 17.06.2005

Формат 60 × 84 / 16. Бумага офсетная. Печать офсетная
Гарнитура Times New Roman. Объем: 7,44 усл. печ. л.; 7,5 уч.-изд. л.
Тираж 150 экз. С. 436^М

Издательско-полиграфический центр
Тамбовского государственного технического университета
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14
Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
"Тамбовский государственный технический университет"

А.С. Клинков, В.И. Кочетов, М.В. Соколов,
П.С. Беляев, В.Г. Однолько

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И
РАСЧЕТ ВАЛКОВЫХ МАШИН
ДЛЯ ПОЛИМЕРНЫХ
МАТЕРИАЛОВ

Допущено УМО по образованию в области химической технологии и биотехнологии в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности "Машины и аппараты химических производств"



Р е ц е н з е н т ы:

Доктор технических наук, профессор
Н.С. Попов

Главный инженер ОАО "НИИРТМаш",
кандидат технических наук
В.В. Бастрыгин

П79 1 Проектирование и расчет валковых машин для полимерных материалов : учеб. пособие / А.С. Клинков, В.И. Кочетов, М.В. Соколов, П.С. Беляев, В.Г. Однолько. Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2005. 128 с.

Рассмотрены основные технологические и конструктивные аспекты проектирования валковых машин для переработки полимерных и других материалов. Особое внимание уделено вопросам моделирования процесса пластикации на вальцах и каландрах, а также прочностным расчетам их основных деталей. Приведены инженерные методики оптимального проектирования для решения задач минимизации технологической мощности и массы рабочих органов при обеспечении условия прочности основных деталей.

Предназначено для аспирантов, магистрантов и студентов старших курсов специальности 240801 при выполнении курсовых и дипломных проектов по разработке валкового оборудования для переработки полимерных материалов.

УДК 678.023.001.2(075)
ББК Л710-5я73-1

ISBN 5-9265-0397-1

©

Клинков А.С., Кочетов В.И.,
Соколов М.В., Беляев П.С.,
Однолько В.Г., 2005

© Тамбовский государственный
технический университет
(ТГТУ), 2005

Для ускорения темпов развития промышленности производства и переработки пластмасс необходимо проведение в широких масштабах научно-исследовательских, проектно-конструкторских и опытных работ по созданию высокопроизводительных, экономичных процессов получения и переработки полимерных материалов и создание нового, более совершенного оборудования. Это относится и к валковым машинам, которые широко используются в производстве и переработке пластических масс и резиновых смесей. Поэтому вопросам экспериментального исследования, созданию теорий переработки, методов расчета и усовершенствованию конструкций валковых машин уделяется в настоящее время большое внимание. Благодаря комплексным исследованиям в области переработки полимерных материалов на валковых машинах, были созданы достаточно надежные методы расчета основных параметров периодического и непрерывного процессов вальцевания и каландрования. Проведена значительная модернизация валковых машин, направленная на конструктивное усовершенствование и унификацию узлов машин, уменьшение веса и габаритов оборудования. Современные конструкции валковых машин имеют ряд вспомогательных устройств, повышающих производительность и степень механизации процесса, а также улучшающих качество готовой продукции. К таким устройствам можно отнести: механические устройства для подрезания и перемешивания массы; клиновые перемешивающие устройства; направляющие ролики, обеспечивающие возврат срезаемой ленты материала обратно в зазор валков; экструзионные отборочные устройства. Большое внимание уделяется разработке валковых машин непрерывного действия.

Получение различных пленочных и листовых изделий, искусственных кож и транспортерных лент на основе полимерных материалов и резиновых смесей осуществляется главным образом на комплексных автоматизированных технологических линиях.

Базовым оборудованием для получения различных рулонных материалов, определяющих производительность линии и качество полученных изделий, являются валковые машины: вальцы и каландры [1]. Основными рабочими органами этих машин являются обогреваемые (охлаждаемые) валки, вращающиеся навстречу друг другу с одинаковыми или различными окружными скоростями, оси которых расположены в горизонтальной плоскости.

Валки, станины и другие несущие узлы валковой машины должны обладать достаточными прочностными характеристиками и выдерживать расчетные силовые нагрузки. Качество получаемой продукции, характер нагружения станины и срок службы валковых подшипников зависят от точности изготовления узлов и деталей машины, технологических режимов переработки, реологических и теплофизических свойств перерабатываемых материалов.

Распорные усилия, возникающие в межвалковом зазоре при деформации полимера, определяют нагрузки на валки, станины и другие элементы конструкций валковой машины. Величина нагрузок зависит от свойств и температуры перерабатываемой смеси. Несущие сечения станины вальцев имеют тавровую и двутавровую форму, каландров – чаще коробчатого или двутаврового сечения и ослаблены различными технологическими отверстиями под установку механизмов регулировки зазора. Станины вальцев замыкаются траверсами, воспринимающими часть нагрузки на станину и фиксирующими положение валковых подшипников.

Станины каландров для придания жесткости конструкции связываются в верхней части специальной траверсой, расположенной параллельно осям валков. В нижней части станины вальцев и каландров прочно фиксируются на фундаментной плите.

Задача проводимых расчетов станин и валков заключается в определении напряжений и перемещений на стадии проектирования, анализе напряженно-деформированного состояния и выработке рекомендаций, позволяющих снизить металлоемкость за счет создания равнопрочной конструкции.

В учебном пособии рассмотрены конструкции вальцев и каландров, методы расчета энерго-силовых параметров процесса и порядок расчета наиболее нагруженных деталей: валков и станин вальцев и каландров.

1 Анализ периодических процессов обработки

полимерных материалов на валковых машинах

1.1 ОПИСАНИЕ ПЕРИОДИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ВАЛЬЦЕВАНИЯ

Валковые машины являются одним из основных типов оборудования, применяющегося в производстве и переработке пластических масс и резиновых смесей. К валковым машинам относятся вальцы и кalandры. Вальцы используют для проведения процессов смешения, гомогенизации компонентов смеси, пластикации, дробления, перетирания и других технологических операций. Кalandры применяются для получения листов и пленок (иногда с рисунком), для нанесения полимерного покрытия на тканевую или другую основу. По характеру взаимодействия обрабатываемого материала с валками процессы переработки полимерных материалов на вальцах и кalandрах в значительной степени аналогичны. Обработка материала на валковых машинах в основном происходит в области деформации $ABCD$ (рис. 1.1).

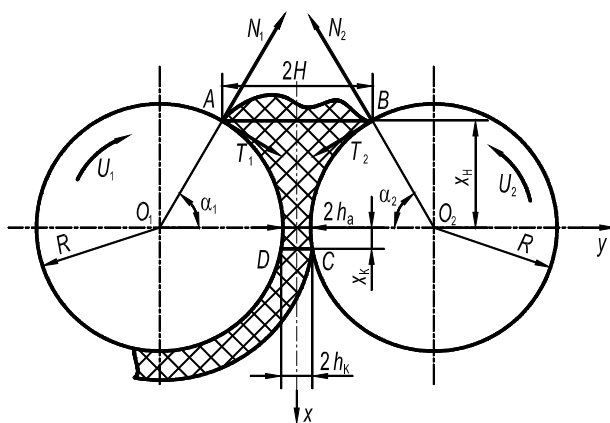


Рис. 1.1 Схема взаимодействия обрабатываемого материала с валками

В этой области обработка материала производится под действием сил, возникающих от соприкосновения обрабатываемого материала с поверхностью вращающихся валков. В области $ABCD$ на материал действуют растягивающие, сжимающие, сдвигающие силы, а также он подвергается действию статического электричества, возникающего от трения смеси о поверхность валков и повышенных температур. В результате этих воздействий обрабатываемый материал затягивается в постепенно сужающийся зазор, образованный двумя цилиндрическими валками. Необходимым условием затягивания смеси в пространство между валками является то, чтобы угол захвата (α_1 или α_2) был меньше или, по крайней мере, равен углу трения материала о поверхность валка.

Основными рабочими органами вальцев являются два полых цилиндрических валка вращающихся навстречу друг другу с разными окружными скоростями, оси которых расположены в горизонтальной плоскости [2]. Основные технологические операции, проводимые на вальцах: смешение; пластикация; дробление; рафинирование смесей; промывка каучуков; подогрев смесей и др. Несмотря на многообразие проводимых технологических операций конструктивно вальцы состоят из литой фундаментной плиты с ребрами жесткости, двух станин, которые сверху стянуты поперечинами, двух полых цилиндрических валков, неподвижных корпусов подшипников заднего валка и подвижных корпусов подшипников переднего валка, механизмов регулировки зазора, ограничительных стрелок, системы охлаждения (нагрева) валков, системы смазки, аварийного и тормозного устройства. В соответствии с ГОСТ 14333–73 вальцы обозначаются: например смесительные вальцы с рабочей длиной 2130 мм и диаметром бочки валков 660 мм: СМ 2130 660/660 П, буква "П" означает, что привод расположен справа.

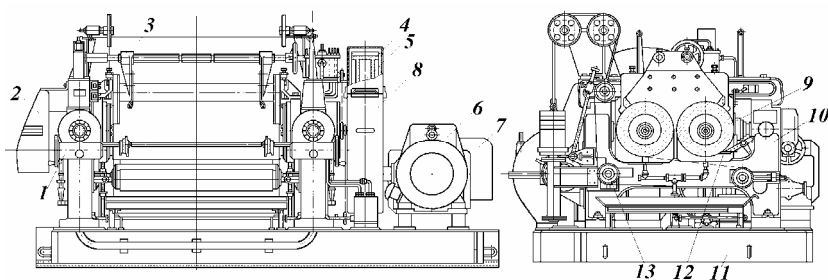


Рис. 1.2 Вальцы для переработки пластических масс

На рис. 1.2. показаны вальцы для пластикации и получения заготовок при производстве винипластовых листов, труб, ленты и др. На чугунной фундаментной плите 11 установлены две стальные станины 10 с траверсами, в которых установлены валки 9 с подшипниками 5.

Задняя пара валковых подшипников неподвижна, передняя пара может перемещаться в направляющих станины при помощи нажимных винтов, которые вращаются электродвигателями через червячные редукторы 1. Валки нагреваются перегретой водой до температуры 180 °С. Задний валок приводится во вращение через двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор 8 и пару приводных колес 4. Передний валок приводится во вращение через пару фрикционных шестерен 2 (фрикция 1,00; 1,17 и 1,27).

Асинхронный электродвигатель 7 соединен с редуктором упругой муфтой. Для останова вальцев служит колодочный тормоз 6. Корпуса подшипников стальные, в них запрессованы втулки из бронзы. Зазор между шейкой валка и вкладышем несколько увеличен из-за повышенной температуры переработки. Система смазки подшипников циркуляционная.

Вальцы снабжены вспомогательными устройствами: приспособлениями для возврата массы в зазор валков и скатывания вальцуемого материала в рулон, ножом для подрезания кромок, передвижными ограничительными стрелами 3. Просыпающаяся (через зазор между валками) во время загрузки порошкообразная масса возвращается в рабочий зазор вальцев фартуком (ленточным транспортером) 13, который облегчает обслуживание машины и снижает количество отходов.

Пластицируемые и смешиваемые материалы несколько раз пропускаются через зазор вальцев для получения однородной массы. Выходящая с вальцев масса свертывается в рулон валиком, прижимаемым к образующей переднего валка. Для съема материала при изготовлении ленты применяют устройство 12 с двумя дисковыми ножами, установленными на передвижных каретках. Каретка с ножами при помощи ходового винта совершает возвратно-поступательное движение вдоль образующей валка. При этом срезаются лента необходимой ширины.

Принципиальная конструкция каландров во многом подобна конструкции вальцев.

На рис. 1.3 показан разрез четырехвалкового Г-образного каландра. Станина представляет собой две рамы 5 замкнутого контура, имеющие Г-образные отверстия, в которых расположены корпуса подшипников валков.

Подшипники среднего валка 2 укреплены на станине неподвижно. Подшипники верхнего 4 и нижнего 1 валков могут перемещаться в вертикальном направлении с помощью механизмов 6 и 11.

Подшипники выносного валка 7 перемещаются в горизонтальном направлении механизмами 9.

Привод валков также осуществляется от электродвигателя через редуктор и установленные на валках зубчатые пары.

В последнее время получили распространение каландры, у которых каждый валок соединен карданным валом с одним из выходных валов специального редуктора.

Все вспомогательные механизмы монтируются на рамах станины. На рис. 1.3 показаны питающее устройство 8, прижимной валик 10 и направляющие валки 3.

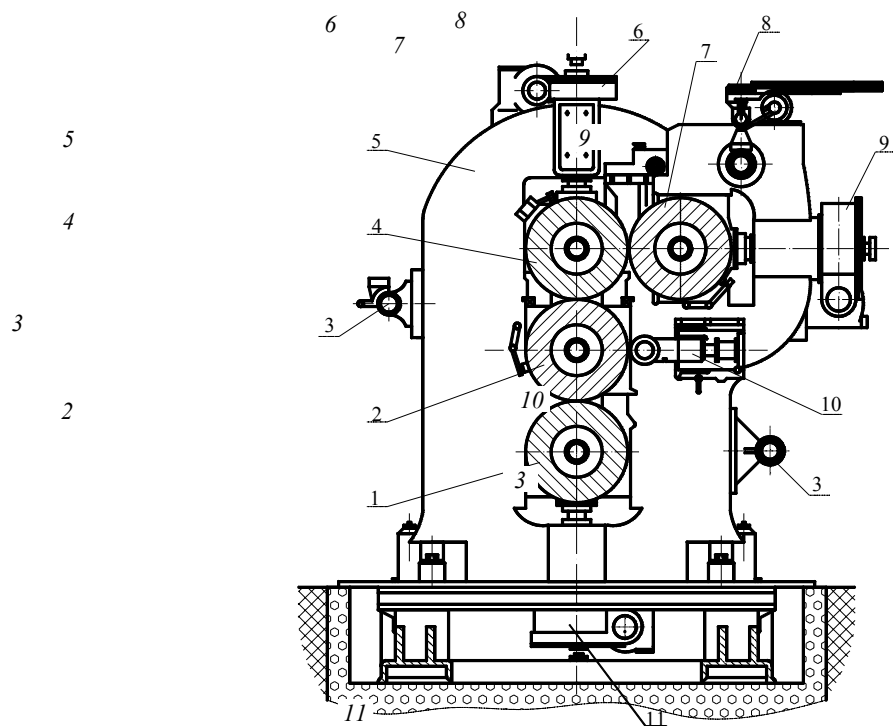


Рис. 1.3 Четырехвалковый Г-образный каландр

Основными задачами теоретических исследований в области переработки пластических масс и резиновых смесей на валковом оборудовании являются:

- 1) создание математических моделей процессов периодического и непрерывного вальцевания с целью расчета силовых и энергетических параметров;
- 2) исследование влияния технологических параметров процесса вальцевания (как периодического, так и непрерывного) на качество получаемого продукта с целью достижения оптимальных режимов работы валковых машин.

Полный математический анализ позволит решить следующие задачи: исходя из физических свойств перерабатываемого материала, геометрических размеров валков, скорости их вращения, зазора между ними и величины запаса материала на валках можно рассчитать производительность оборудования, распорные усилия между валками, мощность, необходимую для привода машины, толщину получаемого листа или пленки и распределение температурного поля в зоне деформации.

К настоящему времени оформилось три группы методов математического описания периодического процесса обработки полимерных материалов на валковых машинах. К первой группе относится метод, базирующийся на выводе эмпирических зависимостей, полученных обработкой экспериментальных данных с помощью теории подобия и анализа размерностей и уравнений [1, 2]. Используя этот метод, Н.А. Козулин, Н.И. Таганов и М.Ф. Михалев вывели эмпирические зависимости для определения распорного усилия и мощности привода вальцев:

$$F_n = k_1 \rho D^{x_1} \left(\frac{2h_k}{D} \right)^{y_1} \left(\frac{b}{D} \right)^{z_1} \left(\frac{d}{D} \right)^{u_1} A^{v_1}; \quad (1.1)$$

$$N_n = k_2 \rho D^{x_2} f^{w_2} \left(\frac{2h_k}{D} \right)^{y_2} \left(\frac{b}{D} \right)^{z_2} \left(\frac{d}{D} \right)^{u_2} A^{v_2}, \quad (1.2)$$

где $\frac{d}{D}$ – геометрический симплекс, масштабный коэффициент при переходе от экспериментальных вальцев (диаметр d) к проектируемым (диаметр D); $x_1, y_1, z_1, u_1, v_1, x_2, y_2, z_2, u_2, v_2$ – коэффициенты, находятся на основании экспериментов; A – физический параметр готовой массы – восстанавливаемость, плотность, пластичность и т.д.; D – диаметр бочки валка; ρ – плотность смеси; $2h_k$ – толщина вальцуемого материала при выходе из зоны деформации; $f = \frac{n_2}{n_1}$ – фрикция между валками; n_1, n_2 – скорости вращения переднего и заднего валков соответственно; b – ширина вальцуемого листа; k_1, k_2 – коэффициенты.

К достоинствам данного метода следует отнести то, что он выявляет непосредственную связь между распорным усилием F_n , мощностью N_n и физическими параметрами вальцуемой массы. К недостаткам можно отнести то, что данные критериальные уравнения не раскрывают физической картины процесса в зоне деформации $ABCD$. Ценность метода снижается за счет того, что для каждого обрабатываемого материала и для каждого изменения технологического параметра процесса вальцевания необходимо проводить эксперимент, что практически не всегда возможно. Ко второй группе относятся методы, построенные на предположении, что полимерные материалы являются веществами, обладающими ярко выраженным пределом текучести, а сам процесс деформации вальцуемой массы аналогичен прокатке металла. Наиболее полное решение данной задачи получено в работе [3]. На основании данного предположения М.М. Майзелем использовано дифференциальное уравнение равновесия элемента в зоне деформации для полимера, которое после преобразования имеет вид

$$\frac{d(P - \chi\sigma_t)}{dy} \frac{\chi\sigma_t}{x} \frac{dx}{dy} \pm \frac{\tau}{x} = 0.$$

Для решения данного уравнения приняты следующие граничные условия:

$$\sigma_{y=0} = 0; \quad \sigma_{y=y_n} = 0; \quad (1.3)$$

$$P_{y=0} = \chi\sigma_t; \quad P_{y=y_n} = \chi\sigma_t.$$

Предполагается, что сила трения определяется законом Амонтона

$$\tau = f_1 P. \quad (1.4)$$

В этих формулах σ_t – предел текучести; P – удельное давление; χ – коэффициент, в зависимости от изменяется в пределах $1 < \chi > 1,25$; f_1 – коэффициент трения полимера о поверхность валка; τ – напряжение сдвига; x, y – текущие координаты.

Разрешая уравнение (1.3) относительно P , получаем распределение удельного давления по дуге захвата материала:

- для зоны отставания

$$P = \frac{\chi\sigma_t}{\delta} \left[(\delta - 1) \left(\frac{h_n}{h} \right)^\delta + 1 \right]; \quad (1.5)$$

- для зоны опережения

$$P = \frac{\chi\sigma_t}{\delta} \left[(\delta - 1) \left(\frac{h}{h_k} \right)^\delta - 1 \right], \quad (1.6)$$

где $\delta = \frac{2f_1 y}{h_n - h_k}$.

Под зоной отставания подразумевается область деформации обрабатываемого материала, заключенная между сечением, где удельное давление на материал достигает максимального значения. Зона опережения, соответственно, находится между нейтральным и сечением выхода материала с валков. Анализ уравнений (1.5) и (1.6) показывает, что в зоне отставания удельное давление возрастает в сторону уменьшения зазора, а в зоне опережения, наоборот, уменьшается. Следовательно, на границе раздела между зоной отставания и зоной опережения (нейтральное сечение) величина удельного давления достигает максимального значения. Далее, просуммировав проекции элементарных сил давления и сил трения на плоскость осей валков, определяется величина распорного усилия

$$F_n = \frac{2L\chi\sigma_t h_{н.с}}{\delta - 1} \sqrt{\frac{2R}{h_n - h_k} \left[\left(\frac{h_{н.с}}{h_k} \right)^\delta - 1 \right]}, \quad (1.7)$$

где L – рабочая длина валка; R – радиус бочки валка.

Уравнение (1.7) получено в предположении, что удельное давление постоянно по ширине вальцуемого материала, дуга захвата заменена хордой и составляющая от сил трения не учитывается. Для случая, когда скорость вращения и диаметры валков равны, а ордината точки приложения равнодействующей силы распора известна, определяется момент сопротивления, возникающий при деформации материала между вращающимися валками

$$M = F_n D \sin \beta, \quad (1.8)$$

где β – угол определяющий величину ординаты точки приложения равнодействующей распорного усилия.

Анализ уравнений (1.7) и (1.8) показывает, что момент сопротивления зависит от предела текучести перерабатываемого материала, коэффициента трения и геометрических размеров, определяющих зону деформации, и не зависит от скорости деформации. Очевидно этот метод не может удовлетворительно объяснить физическую сущность процесса вальцевания и каландрования полимерных материалов, так как не учитывает особенностей процесса их деформации и течения. Поэтому данный метод находит ограниченное применение при инженерных расчетах валкового оборудования.

К третьей группе описания процессов вальцевания и каландрования относится теория, в основе которой лежит представление о том, что полимерные материалы в процессе переработки ведут себя как жидкости, процесс течения которых может быть описан уравнениями гидромеханики. Эта теория получила название гидромеханической. В настоящее время опубликовано значительное количество гидромеханических методов описания процессов периодического вальцевания полимерных материалов [4 – 9]. Все разработанные до настоящего времени гидромеханические методы расчета основных параметров процесса периодического вальцевания основаны на приближенном решении задачи ламинарного течения несжимаемой вязкой или вязкоупругой жидкости между двумя вращающимися цилиндрическими валками.

В общем случае гидромеханическая задача течения вязкой или вязкоупругой несжимаемой жидкости сводится к решению четырех дифференциальных уравнений второго порядка в частных производных, уравнения движения жидкости, уравнения неразрывности потока, уравнения энергии и реологического уравнения. Так как считаем, что в процессе обработки полимера на валковых машинах материал не изменяет своего агрегатного состояния, то уравнение, учитывающее его изменение, не составляется.

Несмотря на сравнительно большое количество гидромеханических методов, описывающих процесс обработки полимерного материала на валковом оборудовании, общими допущениями, принимаемыми в них для упрощения задачи, являются следующие:

- 1) движение жидкости считается установившимся и плоскопараллельным;
- 2) скорость движения материала в направлении оси x значительно превосходит скорость движения в направлении оси y ;
- 3) материал принимается несжимаемым, и возникающие касательные напряжения значительно превосходят нормальные;
- 4) движение жидкости принимается изотермическим, следовательно, уравнение энергии не рассматривается;
- 5) массовыми силами, ввиду их малости, пренебрегаем.

Основным отличием одного гидромеханического метода от другого является принятие различных реологических уравнений, описывающих поведение материала при деформировании, и различных граничных условий проведения процесса. Все гидромеханические методы по расчету основных параметров процессов обработки полимерных материалов на валковых машинах можно подразделить на четыре группы:

- 1) симметричного процесса вальцевания и каландрования ньютоновских и неньютоновских жидкостей [4, 6];
- 2) несимметричного процесса вальцевания и каландрования ньютоновских и неньютоновских жидкостей в изотермическом режиме [5];
- 3) основных параметров процесса вальцевания вязкоупругих жидкостей [9];
- 4) основных параметров процесса вальцевания и каландрования полимерных материалов в неизотермическом режиме [20, 24, 25].

1.2 ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА СИММЕТРИЧНОГО ПРОЦЕССА ВАЛЬЦЕВАНИЯ И КАЛАНДРОВАНИЯ НЬЮТОНОВСКИХ И НЕНЬЮТОНОВСКИХ ЖИДКОСТЕЙ

Анализ изотермического течения несжимаемой ньютоновской жидкости между двумя цилиндрическими валками проведен в работах [8]. Задача заключается в определении давления, компоненты вектора скорости частиц потока ϑ_x и ϑ_y , – в функции от координат x и y , распорного усилия и технологической мощности.

Анализ движения материала проводится в прямоугольной системе координат, оси которой ориентированы, как показано на рис. 1.4.

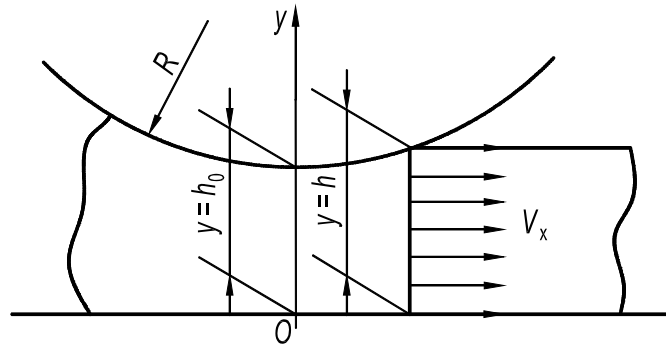


Рис. 1.4 Схема обозначений параметров вальцевания

Вследствие условия несжимаемости уравнение неразрывности записывается в виде

$$\frac{\partial \vartheta_x}{\partial x} = \frac{\partial \vartheta_y}{\partial y}, \quad (1.9)$$

Уравнение движения материала в форме уравнения Стокса

$$\rho \left[\vartheta_x \left(\frac{\partial \vartheta_x}{\partial x} \right) + \vartheta_y \left(\frac{\partial \vartheta_y}{\partial y} \right) \right] = - \left(\frac{\partial P}{\partial x} \right) + \mu \left[\frac{\partial^2 \vartheta_x}{\partial x^2} + \left(\frac{\partial^2 \vartheta_y}{\partial y^2} \right) \right]. \quad (1.10)$$

С учетом допущений, описанных выше, уравнение (1.10) примет вид

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 \vartheta_x}{\partial y^2}. \quad (1.11)$$

Интегрируя (1.11), получим

$$\vartheta_x = \frac{d\vartheta_x}{dy} = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dP}{dx} \right) y + C_1. \quad (1.12)$$

Постоянная интегрирования C_1 находится из условия $\dot{\gamma}(0) = 0$ вследствие симметричности потока относительно оси x . При этом $C_1 = 0$. Интегрируя (1.12), получим

$$\vartheta_x = U + \frac{y^2 - h^2}{2\mu} \left(\frac{dP}{dx} \right) + C_2, \quad (1.13)$$

где U – окружная скорость валка; h – расстояние от плоскости симметрии до поверхности валка.

Постоянная интегрирования C_2 определяется из условия прилипания материала к поверхности валка

$$\vartheta_x(h) = \vartheta_x(-h) = U,$$

тогда

$$\vartheta_x = U + \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dx} (y^2 - h^2). \quad (1.14)$$

Расход потока через зазор, отнесенный к единице ширины валка, определяется как

$$Q = 2 \int_0^h \vartheta_x dy. \quad (1.15)$$

Подставляя значение ϑ_x из (1.14) и интегрируя, получим

$$Q = 2h \left(U - \frac{h^2}{3\mu} \frac{dP}{dx} \right). \quad (1.16)$$

Произведя замену переменных

$$X = \frac{x}{\sqrt{2Rh_0}} \text{ и } Y = \frac{y}{\sqrt{2Rh_0}}, \quad (1.17)$$

получим выражение для градиента давления

$$\frac{dP}{dX} = \sqrt{2Rh_0} \left(\frac{3\mu}{h^2} \right) \left(U - \frac{Q}{2h} \right). \quad (1.18)$$

Согласно рис. 1.4 величина h является функцией координаты X и связана с ней соотношением

$$h = h_0 + R - \sqrt{R^2 - x^2}. \quad (1.19)$$

Разлагая третий член соотношения (1.19) в биномиальный ряд и отбрасывая все члены ряда за исключением двух первых, получим окончательно

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R}. \quad (1.20)$$

Производя замену переменной из 1.17, получим

$$h = h_0(1 + X^2). \quad (1.21)$$

Тогда уравнение (1.18) примет вид

$$\frac{dP}{dX} = \frac{\mu U}{h_0} \sqrt{\frac{18R}{h_0} \left[\frac{X^2 - X_k^2}{(1 + X^2)^3} \right]}, \quad (1.22)$$

где $X_k = \frac{x_k}{\sqrt{2Rh_0}}$ значение координаты сечения выхода материала.

Интегрируя (1.21), получим

$$P = \frac{\mu U}{h_0} \sqrt{\frac{9R}{32h_0}} \left(\frac{(X^2 - 5X_k^2 - 3X_k^2 X - 1)X}{(1 - X^2)^2} + (1 - 3X_k^2) \operatorname{arctg} X_k + C \right). \quad (1.23)$$

Постоянная интегрирования C находится из условия выхода материала из области деформации

$$P(X) = 0; \quad \vartheta = U = \text{const}; \quad \tau = 0$$

$$C = \left(\frac{1 + 3X_k^2}{1 + X_k^2} \right) X_k - (1 - 3X_k^2) \operatorname{arctg} X_k.$$

Величина $C = 5X_k^3$ представляет собой хорошее приближение в рассматриваемой области. Из уравнения (1.21) следует, что в точках $X = \pm X_k$ (где $X = X_k$ представляет собой точку максимального давления) тангенс угла наклона кривой давления равен нулю. Так как функция $f(X, X_k)$ может быть как положительной, так и отрицательной, то уравнение (1.21) имеет два корня, представляющие интерес, а именно

$X = -X_n$ и $X = +X_k$ (где X_n – координата сечения входа). Уравнение (1.21) показывает, что в этих точках должны существовать следующие условия

$$f(X_n, X_k) = -C(X_k) = -5X_k^3; \quad (1.24)$$

$$f(-X_n, X_k) = +C(X_k) = +5X_k^3. \quad (1.25)$$

Отсюда видно, что $-f(X_n, X_k) = -f(-X_n, X_k)$. Следовательно, между X_k и X_n существует только одно функциональное соотношение, которое показано на рис. 1.5.

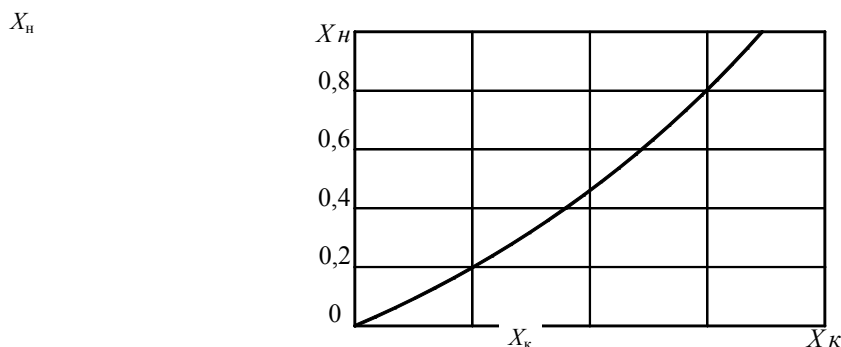


Рис. 1.5 График зависимости X_k от X_n

Гидростатическое давление жидкости, возникающее между валками, стремится раздвинуть валки. Эта сила называется распорным усилием и определяется интегрированием функции изменения удельного давления по дуге захвата

$$F_n = L \sqrt{2Rh_0} \int_{-X_n}^{X_k} P dX = \frac{3\mu URL}{4h_0} \times$$

$$\times \left(\left(\frac{X_k - X_H}{1 + X_H^2} \right) (X_H - X_k + 5X_k^3(1 + X_H^2)) + (1 + 3X_k^2) (X_k \arctg X_k - X_H \arctg X_H) \right) \quad (1.26)$$

Мощность, необходимая для приведения обоих валков в движение, легко определяется, если известен крутящий момент на них.

Крутящий момент на площадке dx валка равен

$$dM = \tau_b L dx R, \quad (1.27)$$

где τ_b – напряжение сдвига, которое по аналогии с уравнением для плоской щели равно

$$\tau_b = \frac{dP}{dx} h = \frac{h_0}{\sqrt{2Rh_0}} (1 + X^2) \frac{dP}{dX}. \quad (1.28)$$

Тогда из (1.27) с учетом (1.21) и (1.28) следует, что

$$\begin{aligned} dM &= \tau_b R L dx = \sqrt{2Rh_0} \tau_b R L dX = \frac{\sqrt{2Rh_0}}{\sqrt{2Rh_0}} h_0 R L (1 + X^2) \frac{dP}{dX} = \\ &= 3\mu U \vartheta \sqrt{\frac{2R}{h_0}} L R \frac{(X^2 - X_k^2)}{(1 + X^2)^2} dX, \end{aligned}$$

откуда

$$M = 3U\mu RL \sqrt{\frac{2R}{h_0}} \int_{-X_H}^{X_k} \frac{(X^2 - X_k^2)}{(1 + X^2)^2} dX = 3U\mu RL \sqrt{\frac{2R}{h_0}} \varphi(X_k). \quad (1.29)$$

Мощность привода определяется по формуле

$$N_n = 2M\omega = \frac{2MU}{R} = 6U^2\mu L \sqrt{\frac{2R}{h_0}} \varphi(X_k), \quad (1.30)$$

где ω – угловая скорость валков

$$\varphi(X_k) = (1 + X_k^2) (\arctg X_k - \arctg X_H) - \frac{(X_k + X_H)(1 + X_k X_H)}{1 + X_H^2}. \quad (1.31)$$

Довольно простое выражение для вычисления распорного усилия получено в работе [7]:

$$P = 4\mu U \sqrt{\frac{R(h - h_0)}{h^2}}; \quad (1.32)$$

$$F_n = L \int_{h_0}^h P dx = 2\mu U RL \left(\frac{1}{h_0} - \frac{1}{h} \right). \quad (1.33)$$

Величина максимального давления по (1.32) составляет примерно 0,75 от максимального давления, определяемого по методу Гаскелла. Дальнейшее усовершенствование теории симметричного процесса вальцевания полимерных материалов проводится по линии совместного решения уравнения переноса количества движения и реологических характеристик неньютоновских жидкостей. В частности, в работах [6, 8, 9] предложен метод расчета поля скоростей, напряжений сдвига, удельного давления в области деформации, распорного усилия и технологической мощности в процессе симметричного вальцевания аномально-вязких полимерных материалов со степенной зависимостью между напряжением и скоростью сдвига

$$\tau = \mu_1 \left(\frac{\partial \vartheta_x}{\partial y} \right)^{n-1} \left(\frac{\partial \vartheta_x}{\partial y} \right), \quad (1.34)$$

где μ_1 и n – реологические константы.

В этом случае система дифференциальных уравнений имеет вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{dP}{dx} &= \frac{d\tau}{dy}; \\ \frac{dP}{dy} &= 0; \\ \tau &= \mu_1 \left(\frac{\partial \vartheta_x}{\partial y} \right)^{n-1} \left(\frac{\partial \vartheta_x}{\partial y} \right). \end{aligned} \right\} \quad (1.35)$$

Решение данной системы уравнений с использованием ранее описанных допущений и граничных условий, позволило определить:

1) распределение скоростей перерабатываемого материала в зоне деформации

$$v = U \left[1 + \frac{1+2n}{1+n} \frac{h-h_0}{h} \left(\frac{y}{h} \right)^{\frac{1+n}{n}} - \frac{1+n}{h} \right]; \quad (1.36)$$

2) распределение давления в области деформации

$$P = \mu_1 \left(\frac{U}{h_0} \right)^n \left(\frac{1+2n}{n} \right)^n \sqrt{\frac{2R}{h_0}} \int_{-X_H}^{X_K} \frac{(\pm X^2 \pm X_K^2)^n}{(1+X^2)^{1+2n}} dX, \quad (1.37)$$

где X, X_K – безразмерные координаты положения, введенные Гаскеллом;

3) распределение удельной силы трения на поверхности вала

$$\tau = \pm \mu_1 \left(\frac{u}{h_0} \right)^n \left(\frac{1+2n}{n} \right)^n \left(\frac{X^2 - X_K^2}{(X^2 + 1)^{2n}} \right), \quad (1.38)$$

где знак плюс относится к зоне отставания $X > X_K$, а знак минус к зоне опережения $X < X_K$.

Величина распорного усилия определяется интегрированием кривой распределения удельного давления по дуге захвата

$$F_n = L \sqrt{2Rh_0} \int_{X_K}^{X_H} P dx = 2\mu_1 RL \left(\frac{U}{h_0} \right)^n F(X, n) \quad (1.39)$$

$$F(X, n) = \left(\frac{1+2n}{n} \right)^n \int_{-X_1}^{X_H} \int_{-X_1}^X \frac{(\pm X^2 \pm X_1^2)^n}{(1+X^2)^{1+2n}} dX dX. \quad (1.40)$$

При $n = 1$ (ньютоновская жидкость) уравнение (1.39) будет аналогично уравнению Гаскелла.

Мощность, необходимая для преодоления сил трения в области деформации определяется

$$N_n = 2LUT, \quad (1.41)$$

где T – сумма сил трения о поверхности валков.

Для нахождения T необходимо проинтегрировать кривую изменения сил трения на поверхности вала

$$N_n = 2Lu \int_{X_K}^{X_H} \tau dx = 2\mu_1 Lu \left(\frac{u}{h_0} \right)^n \left(\frac{1+2n}{n} \right)^n \sqrt{2Rh_0} \Phi(X, n), \quad (1.42)$$

где

$$\Phi(X, n) = \int_{X_1}^{X_H} \frac{(X^2 - X_1^2)^n}{(1+X^2)^{2n}} dX - \int_{-X_1}^{X_1} \frac{(X_1^2 - X^2)^n}{(1+X^2)^{2n}} dX. \quad (1.43)$$

При $n = 1$ уравнение (1.42) будет аналогично уравнению Гаскелла.

1.3 НЕСИММЕТРИЧНОЕ ВАЛЬЦЕВАНИЕ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ В ИЗОТЕРМИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ

Аналізу данного процесса посвящено значительное количество работ [5, 9, 13]. Несимметричность процесса обусловлена разностью окружных скоростей заднего и переднего валков, то есть вальцевание осуществляется с фрикцией. Исходная система уравнений и основные допущения остаются такими же, как и в случае симметричного процесса вальцевания (1.35). Отличие состоит в принятии граничных условий, которые принимают вид

$$\begin{aligned} u_1 = \omega_1(R + h_0 - h) \approx \omega_1 R \quad \text{при} & \quad y = +h; \\ u_2 = \omega_2(R + h_0 - h) \approx \omega_2 R \quad \text{при} & \quad y = -h; \end{aligned} \quad (1.44)$$

где $\omega_1 > \omega_2$ – угловые скорости вращения валков.

Решение системы уравнений (1.35) с использованием принятых граничных условий дает выражение для распределения скоростей частиц потока материала в направлении оси X :

$$\vartheta_x = \frac{u_1 + u_2}{2} + \frac{\left(\frac{dP}{dX}\right)^n \text{sign} \frac{dP}{dX} h^{n+1}}{2\mu_1^2(n+1)(2Rh_0)^{n/2}} \left[(1-\eta_0)^{n+1} + (1+\eta_0)^{n+1} - 2((\eta-\eta_0)^{n+1}) \right]. \quad (1.45)$$

Значение η_0 определяется трансцендентным выражением

$$\eta_0 = \left[\frac{X^2 - X_1^2}{h_0(1+X_1^2)(\alpha-\beta)} \left(\frac{(1+X^2)-\beta(1+X_1^2)}{\alpha-1} - \frac{(1+X^2)-\alpha(1+X_1^2)}{\beta-1} \right) \right], \quad (1.46)$$

где $\alpha = \frac{(f+1)(n+2)}{2(f+n)+2}$; $\beta = \frac{(f+1)(n+2)}{2(fn+f+1)}$.

Из (1.46) следует, что функция $\eta_0(X)$ имеет точку разрыва при $X = X_1$. В области $X_2 \geq X \geq X_1$ величина η_0 лежит в пределах $-\infty \leq \eta_0 \leq 0$ и сечение нулевых напряжений сдвига располагается ближе к поверхности медленно вращающегося валка. В точке с координатой $\eta_0 = -1$ минимум скорости оказывается расположен на поверхности валка, вращающегося со скоростью u_2 . В сечении $\eta_0 = 1$ максимум скорости лежит на поверхности быстровращающегося валка. Градиент давлений определяется из условия постоянства расхода. После всех преобразований получаем

$$\frac{dP}{dX} = \left[\frac{u_l(n+2)}{h_0} \right]^{1/n} \mu_1 B_1 \times \frac{(X_2^2 - X)^{1/n}}{\left[(1-\eta_0)^{n+1}(2n+5-\eta_0) + (1+\eta_0)^{n+1}(2n+3-\eta_0) \right]^{1/n}}, \quad (1.47)$$

где $u_l = \frac{u_1 + u_2}{2}$; $B_1 = \frac{2^{1/n}(n+1)^{1/n}(2R)^{1/2}}{h_0^{1/2}}$.

Координата сечения максимального давления, определенная из условия $\frac{dP}{dX} = 0$, так же как и в случае симметричного вальцевания, равна $X_1 = -X_k$. Силовые и энергетические параметры несимметричного процесса вальцевания определяются численным интегрированием как и в случае симметричного процесса.

Расчет распорных усилий и мощности привода ведется по зависимостям, полученным на основе гидромеханической теории вальцевания. Как показано в [6]

$$P_p = (1+f)\mu_1 L R \left(\frac{u_1}{h_0} \right)^n F, \text{ кН}, \quad (1.48)$$

где функция $F = 1,93 + 3,63n + 1,22n^2$; n – индекс течения; f – фрикция между валками; μ – эффективная вязкость, Па·с; L – рабочая длина валка, м; R – его радиус, м; h_0 – минимальный зазор между валками, м; u_1 – скорость вращения переднего валка, м/с.

Мощность привода валков определяется по формуле

$$N_d = 2(1+f)\mu_1 L u_1 R \left(\frac{u_1}{h_0} \right)^n \frac{(2Rh_0)^{0,5}}{\eta} \Phi, \quad (1.49)$$

где функция $\Phi = 4,67 + 8,06n + 4,09n^2$; η – КПД привода вальцев.

Величины P_p и N_d могут быть найдены и по другим зависимостям [18].

Производительность вальцев периодического действия равна

$$G_n = \frac{60\rho q_1 \alpha}{T_{ц}}, \text{ кг/ч}, \quad (1.50)$$

где $q_1 = (0,0065 \dots 0,0085)DL$, дм^3 ; ρ – плотность смеси, кг/м^3 ; $T_{ц}$ – время цикла обработки смеси, мин; $\alpha = (0,8 \dots 0,9)$ – коэффициент использования машинного времени.

Производительность вальцев непрерывного действия

$$G_n = 60\pi D n b h \rho \alpha, \text{ кг/ч}, \quad (1.51)$$

где n – скорость вращения переднего валка, мин^{-1} ; b и h – ширина и толщина срезаемой ленты вальцевой массы, соответственно, м.

Количество тепловой энергии, получаемой за счет превращения механической энергии в тепловую (мощность диссипации), [29]:

$$Q_N = 860 N_n \eta, \text{ Вт}, \quad (1.52)$$

где $N_n = N_n \eta$ – технологическая мощность (мощность, расходуемая на процесс смешения).

Производительность каландра как машины непрерывного действия (с однократным пропуском материала через данную пару валков) может быть определена по формуле

$$Q = v F \gamma \eta, \text{ кг/ч}, \quad (1.53)$$

где v – скорость выхода ленты (пленки), м/с; $F = h_k b$ – площадь поперечного сечения ленты в зазоре между валками (h_k , b – высота и ширина ленты), м^2 ; γ – удельный вес ленты, кг/м^3 ; η – коэффициент использования машинного времени.

Скорость v не равна окружной скорости валка, на который налипают материал; она будет несколько больше окружной скорости валка из-за так называемого опережения материала и трения.

Скорость выхода материала из каландра

$$v = v_1 \psi,$$

где ψ – коэффициент опережения; $v_1 = \pi D n$ – окружная скорость валка.

При наличии трения в формулу подставляется v и n валка, который движется с меньшей окружной скоростью. Производительность

$$Q = \pi D n h_k b \gamma \psi \eta. \quad (1.54)$$

Если основываться на теории пластической деформации материала между валками, то коэффициент опережения

$$\psi = 1 + \frac{R}{h_k} \beta^2, \quad (1.55)$$

где R – радиус валка; h_k – минимальный зазор между валками; β – угол опережения.

Угол опережения

$$\beta = \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{\alpha}{2\mu} \right), \quad (1.56)$$

где α – угол захвата; μ – коэффициент трения о поверхность валка.

При наличии трения вместо величины ψ в уравнение (1.54) необходимо подставить значение

$$\psi_f = \psi \frac{1 + \frac{f}{2}}{2}.$$

На основе гидромеханической теории вальцевания весовая производительность

$$Q = 3600 \delta h_k \gamma L \frac{v_1 (1 + f)}{2}. \quad (1.57)$$

Тепловые потери в окружающую среду определяют по формулам свободной конвекции и лучеиспускания [10].

Тепловой баланс вальцев. При переработке пластичных материалов на вальцах происходят сложные тепловые процессы. В зависимости от режима работы и свойств перерабатываемого материала тепловой поток следует отводить или подводить к машине.

Необходимость охлаждения и нагрева определяется тепловым балансом машины, который можно записать в виде уравнения

$$G_M i_H + Q_N + G_B c_B t_{BH} = G_M i_K + G_B c_B t_{BK} + Q_n, \quad (1.58)$$

где G_M – количество материала, поступающего на переработку в единицу времени; i_H – энтальпия полимера при начальной температуре; i_K – энтальпия полимера при конечной температуре вальцевания; Q_N – количество тепловой энергии, полученной за счет превращения механической энергии в тепловую; G_B – количество охлаждающей воды, поступающей на валки; c_B , t_{BH} – удельная теплоемкость и температура

воды на входе в валки; $t_{\text{вк}}$ – температура воды на выходе из валков; Q_n – тепловые потери валков в окружающей среде.

На основании уравнения (1.58) теплового баланса можно определить количество тепла, уносимого охлаждающей водой,

$$Q_{\text{в}} = G_{\text{в}} c_{\text{в}}(t_{\text{вк}} - t_{\text{вн}}) = Q_N - Q_n - G_{\text{м}}(i_{\text{к}} - i_{\text{н}}). \quad (1.59)$$

Количество тепловой энергии, полученной в результате диссипации механической энергии,

$$Q_N = 860N\eta, \quad (1.60)$$

где N – средняя мощность, потребляемая вальцами; η – КПД привода с учетом потерь в подшипниках.

Тепловые потери в окружающую среду состоят из тепловых потерь процесса конвекции и тепловых потерь лучеиспускания

$$Q = (q_{\text{к}} + q_{\text{л}})F, \quad (1.61)$$

где $q_{\text{к}} = \alpha_{\text{к}}(t_{\text{см}} - t_{\text{в}})$ – удельный тепловой поток конвекции; $\alpha_{\text{к}}$ – коэффициент теплоотдачи от валка к окружающему воздуху; $t_{\text{см}}$ – температура стенки валка (принимается равной температуре обрабатываемого материала, что несколько завышает значения тепловых потерь; при охлаждении валков температура их поверхности будет несколько ниже принимаемой); $t_{\text{в}}$ – температура окружающего воздуха; $q_{\text{л}}$ – удельный тепловой поток лучеиспускания, определяемые по формуле

$$q_{\text{л}} = \varepsilon C_0(T_{\text{см}}/100)^4, \quad (1.62)$$

где ε – степень черноты поверхности валков (определяемая по справочнику с учетом того, что один из валков покрыт обрабатываемым материалом); $T_{\text{см}}$ – абсолютная температура поверхности валков; C_0 – константа излучения абсолютно черного тела.

Расчеты показывают, что в зависимости от свойств перерабатываемого материала количество теплоты, расходуемой на нагревание массы от $t_{\text{н}}$ до $t_{\text{к}}$ и на тепловые потери, составляет не более 10...25 % от общего тепловыделения Q_N . Большая часть тепловой энергии должна быть отведена охлаждающей водой во избежание недопустимого перегрева смеси. Количество тепловой энергии, отводимой охлаждающей водой, определяется по уравнению теплового баланса.

От вальцуемого материала необходимо отвести тепло в количестве

$$Q_{\text{в}} = kL\Delta t_{\text{ср}}, \quad (1.63)$$

где k – коэффициент теплопередачи через цилиндрическую стенку.

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{в}}} + \frac{1}{\alpha\pi d_{\text{в}}}}, \quad (1.64)$$

где λ – коэффициент теплопроводности материала валка; $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр валка; $d_{\text{в}}$ – внутренний диаметр валка (диаметр полости валка или средний диаметр окружности, проходящей через центры периферийных каналов); α – коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности валка (или внутренней поверхности канала) к движущейся охлаждающей воде (определяется по одному из уравнений вынужденной конвекции в зависимости от режима движения); L – длина бочки валка; $\Delta t_{\text{ср}}$ – средняя разность температур.

Средняя разность температур определяется по формуле

$$\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{ст}} - \frac{t_{\text{вк}} + t_{\text{вн}}}{2}. \quad (1.65)$$

Методика теплового расчета сводится к следующему. Определяют величины Q_n и $G_{\text{в}}$ (предварительно задаются разностью температур $t_{\text{вк}} - t_{\text{вн}} = 5...7$ °С). Зная $G_{\text{в}}$ и размеры внутренней полости валка (или размеры и количество периферийных каналов), можно определить скорость воды. Скорость воды необходимо знать для расчета коэффициента теплоотдачи α и коэффициента теплопередачи k .

Зная $Q_{\text{в}}$, k и L , можно определить $\Delta t_{\text{ср}}$ и из уравнения (1.65) определить $t_{\text{вк}}$ или $t_{\text{вн}}$. При известных (заданных) величинах $t_{\text{вк}}$ и $t_{\text{вн}}$ можно на основании уравнения (1.63) выяснить, достаточна ли длина боч-

ки валков L для отвода заданного количества тепловой энергии Q_v . Если L недостаточна, то необходимо повысить интенсивность теплообмена (например, увеличить скорость течения воды, уменьшить размер каналов охлаждения и т.п.).

Следует отметить, что подобная методика расчета является ориентировочной; для точного расчета до сего времени еще нет достаточного количества экспериментальных данных по тепловому режиму валковых машин.

1.4 Анализ вальцевания и каландрования вязкоэластических материалов

Все описанные выше гидромеханические методы расчета процессов вальцевания и каландрования полимерных материалов не учитывают эластических свойств перерабатываемых материалов. Поэтому с их позиций невозможно объяснить ряд этапов, наблюдаемых при вальцевании реальных полимеров. Опубликовано несколько работ по созданию гидромеханического метода расчета процесса вальцевания и каландрования вязкоэластических материалов. В одной из них рассматривается процесс вальцевания вязкоэластической жидкости. Показано, что при вальцевании хорошо разогретого полибутадиена выходящий из зазора материал течет спокойно и переходит на валок, вращающийся с меньшей скоростью (режим 1). При понижении температуры, сопровождающейся увеличением эластичности, на поверхности листа появляются волны (режим 3). Дальнейшее понижение температуры эластомера приводит к крошению его и образуется "шуба" из материала на одном из валков (режим 2). Дальнейшее понижение температуры приводит к тому, что эластомер начинает "садиться" в зазоре на оба валка полосами или происходит более интенсивное его крошение (режим 4). Авторы объясняют такое поведение эластомеров при деформировании особенностью реологических характеристик материала и характером его напряженного состояния. Далее рассматривается задача течения в зазоре между валками вязкоэластического материала, зависимость деформаций от напряжения которого описывается законом Ривлина-Эриксона

$$N_{wl} = \frac{\tau_m u}{L}, \quad (1.66)$$

где N_{wl} – безразмерный параметр; τ_m – максимальное время релаксации; u – характеристическая скорость; L – характеристическая длина.

$$\tau_m = \frac{1}{\lim_{t \rightarrow \infty} \left[\frac{d \log G(t)}{dt} \right]}. \quad (1.67)$$

При решении данной задачи получены выражения для определения составляющих скоростей частиц потока вдоль осей X и Y :

$$V = (f-1) \frac{\pi R \omega}{2h} [y^2 - h^2] \frac{dh}{dx} - \frac{1}{6\mu_1} \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} [2h^3 + y^3 - 3h^2 y] + \frac{h}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \frac{dh}{dx} (y-h); \quad (1.68)$$

$$u = (f+1) \pi R \omega + (f-1) \pi R \omega \left(\frac{y}{h} \right) + \frac{1}{2\mu_1} \frac{\partial P}{\partial x} (y^2 - h^2), \quad (1.69)$$

где μ_1 – вязкость при нулевом сдвиге; ω – угловая скорость валков.

К достоинствам работы следует отнести довольно полное описание поведения вязкоэластических материалов при переработке на валковых машинах. В других работах при описании процесса вальцевания вязкоэластических жидкостей предполагают, что поведение материала при деформировании описывается реологическим уравнением Максвелла или уравнением Кельвина-Фойхта. Анализ работ этой группы методов показывает, что выведенные конечные уравнения отличаются чрезмерной сложностью, а также неявной формой уравнений для расчета силовых и энергетических параметров процесса. Нет еще достаточно надежных и простых методик пригодных для инженерных расчетов процессов переработки вязкоэластических материалов на валковых машинах.

1.5 ОПИСАНИЕ НЕИЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ВАЛЬЦЕВАНИЯ И КАЛАНДРОВАНИЯ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Разработки методов расчета неизоотермических процессов вальцевания и каландрования можно найти в работах [9]. Математическая модель неизоотермического процесса строится в предположении, что реологические свойства смеси описываются степенным уравнением (1.34). Кинематическая картина движения и все предположения и допущения остаются такими же, как и в случае симметричного вальцевания аномально-вязкой жидкости.

Система дифференциальных уравнений имеет вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial P}{\partial x} &= \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y}; \\ \frac{\partial \vartheta}{\partial x} + \frac{\partial \vartheta_y}{\partial y} &= 0; \\ \frac{\partial P}{\partial y} &= 0; \\ \frac{\partial P}{\partial z} &= 0; \\ \tau_{xy} &= \mu_1 \left(\frac{\partial \vartheta_x}{\partial y} \right)^{n-1} \left(\frac{\partial \vartheta_x}{\partial y} \right); \\ \mu_1 &= \mu_0 e^{-b(T-T_0)}; \\ \rho c_v \vartheta_x \frac{\partial T}{\partial x} &= \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + A \tau_{xy} \frac{\partial \vartheta_x}{\partial y}, \end{aligned} \right\} \quad (1.70)$$

где μ_0 – коэффициент однородной вязкости материала в сечении входа в область деформации; c_v – удельная теплоемкость при постоянном объеме; ρ – плотность жидкости; A – термический эквивалент работы; λ – коэффициент теплопроводности материала; b – экспериментальный коэффициент.

Начальные и граничные условия:

$$\begin{aligned} P &= 0, T = T_0 \text{ при } X = X_n; \\ P &= 0, \tau = 0, v = \text{const} \text{ при } X = X_k; \\ \frac{\partial \vartheta}{\partial \eta} &= 0, \tau = 0, \frac{\partial T}{\partial \eta} = 0 \text{ при } \eta = 0; \\ T_0 &= T_w, u_1 = u_2 = u \text{ при } \eta = \pm 1. \end{aligned}$$

Решение системы уравнений (1.70) с учетом начальных и граничных условий позволяет рассчитать температурные поля и энергосиловые параметры процесса. Результаты расчета температурного поля в зоне деформации показали наличие трех экстремумов: двух максимумов и одного минимума. Оба максимума располагаются в непосредственной близости от поверхности валков, а минимум – в центре зазора. Такая форма температурного поля объясняется тем, что величина энергии диссипации достигает максимума на поверхности обрабатываемого материала, а в центре тепловыделения отсутствуют. Результаты вычислений энергосиловых параметров процесса каландрования по неизоотермической модели несколько ниже результатов вычислений таких же параметров по изотермической модели каландрования. Так, расчет распорных усилий для промышленного каландра с размером валков 610×1800 при листовании резиновой смеси на основе бутадиестирольного каучука по формулам изотермической модели дает значение, превышающее на 17,5 % данные расчета по неизоотермической модели.

Ошибка в определении мощности привода валков достигает 21,5 %.

1.6 Порядок расчета валковых машин периодического действия

Исходные данные, которые необходимо знать для расчета: геометрические размеры валков, величина межвалкового зазора, фрикция между валками, скорость вращения валков, угол захвата материала и реологические константы перерабатываемого полимерного материала.

По одной из приведенных теорий определяют величину распорного усилия между валками и технологической мощности, необходимой на преодоление сил трения перерабатываемого материала. С учетом потерь в валковых подшипниках и в передаточных механизмах определяют мощность привода валковой машины и по каталогу подбирают тип электродвигателя. При переработке полимерного материала в нескольких зазорах валковой машины (обычно на каландрах) необходимо провести расчет распорного усилия и технологической мощности для каждого межвалкового зазора.

Проводят прочностные расчеты конструктивных элементов валковых машин. Расчетные схемы составляют из анализа сил, действующих на тот или иной элемент конструкции. Прочностные расчеты конструктивных элементов валковых машин представлены в [7, 10].

Находят производительность валковой машины [7, 10, 11].

Проводят тепловые расчеты процесса вальцевания или каландрования. Достаточно полный материал по теплообмену при переработке полимерных материалов на вальцах и каландрах представлен в литературе [7, 12].

2 АНАЛИЗ НЕПРЕРЫВНОГО ПРОЦЕССА ВАЛЬЦЕВАНИЯ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ

2.1 ОПИСАНИЕ НЕПРЕРЫВНОГО ПРОЦЕССА ВАЛЬЦЕВАНИЯ

Известно, что к недостаткам периодического процесса переработки полимерных материалов на вальцах следует отнести:

- а) существование замкнутых линий тока;
- б) отсутствие перемещения обрабатываемого материала вдоль образующих валков.

Все это ухудшает смесительный эффект и диспергирование вальцуемой смеси по всему объему. Кроме этого периодический процесс вальцевания является одним из самых трудоемких технологических процессов в производстве и переработке пластических масс и резиновых смесей, требующих больших затрат физического труда рабочего-вальцовщика. Перевод вальцов на непрерывный режим работы позволяет снизить эти затраты и существенно облегчить труд. Схема работы вальцев непрерывного действия показана на рис. 2.1.

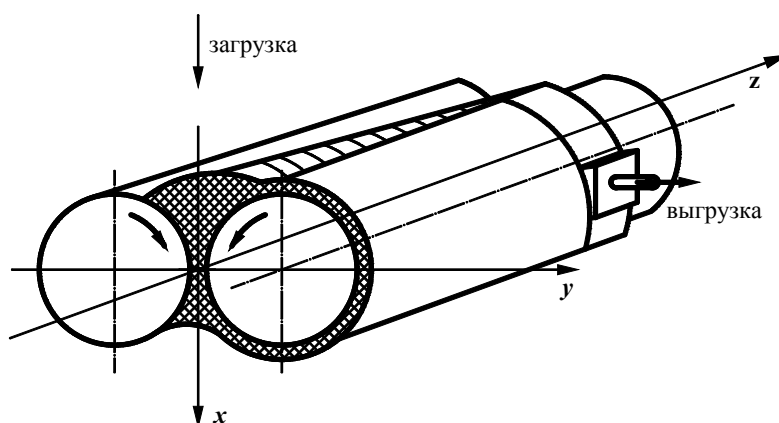


Рис. 2.1 Схема работы вальцев непрерывного действия

В процессе непрерывного вальцевания обрабатываемый материал непрерывно поступает между двумя вращающимися навстречу друг другу валками в некоторой ограниченной области рабочей поверхности валков. На некотором расстоянии от места загрузки прошедший обработку материал срезает-

ся в виде непрерывной ленты и удаляется. При этом работу валцов по непрерывному режиму можно осуществлять двумя способами:

- 1) непрерывной загрузкой материала с одной стороны валка и срезанием ленты материала с другой стороны;
- 2) непрерывной загрузкой материала в середине валка и срезанием ленты материала с обеих сторон валка.

В результате вращения валков в зазоре между ними возникает поток материала со скоростями частиц, имеющими проекции на все оси координат (в случае периодического режима работы валцов проекции скоростей частиц потока на ось Z отсутствуют).

Рассмотрим упрощенный анализ потока ньютоновской жидкости в направлении оси Z , возникающий вследствие осуществления непрерывного симметричного процесса вальцевания [15]. Упрощение решения состоит в принятии следующих допущений:

- 1) распределение проекций скоростей частиц потока на плоскость xOy и давления жидкости в любом сечении, параллельном этой плоскости, соответствует решению Гаскелла, т.е.

$$|P|_z = \text{const} = \frac{3U\mu\sqrt{2Rh_0}}{8h_0^2} \left[\frac{X - 5X_k^2 - 3X_k^2 X^2 - 1}{(1 + X^2)^2} X + (1 + 3X_k^2) \text{arctg} X + \right. \\ \left. + \frac{1 + 3X_k^2}{1 + X_k^2} X_k - (1 - 3X_k^2) \text{arctg} X_k \right]; \quad (2.1)$$

$$|V_x|_z = \text{const} = U + \frac{3UR(X^2 - X_k^2)}{h_0(1 + X^2)^2} \left[y - \frac{h_0}{2k} (1 + X^2)^2 \right]; \quad (2.2)$$

- 2) движение жидкости в направлении оси валков происходит вследствие перепада в этом направлении $\frac{\partial P}{\partial z}$, который может возникнуть только в случае изменения высоты запаса материала вдоль оси Z .

Следовательно, для возникновения продольного потока необходимо уменьшение высоты запаса материала X_n , являющегося однозначной функцией X_k .

При решении рассматриваемой задачи принято упрощение, состоящее в том, что продольный поток в межвалковом зазоре рассматривается как сумма независимых элементарных участков потоков между плоскими параллельными пластинами, расстояние между которыми $2h$, ширина dx , а длина (в направлении потока) dz , причем каждый из этих элементарных потоков обусловлен постоянным (в пределах dx и dz) перепадом давления. Тогда распределение проекций на zOy скоростей частиц и расход каждого элементарного потока определяется известными уравнениями расхода через плоскую щель, которые в принятых обозначениях и безразмерных координатах могут быть записаны в виде

$$dQ = -\frac{(2h)^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial z} dX; \quad (2.3)$$

$$V_z = \frac{\sqrt{2Rh_0}}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \left[y^2 - \frac{h_0}{2R} (1 + X^2)^2 \right]. \quad (2.4)$$

Остальные допущения (несжимаемость жидкости, изотермичность потока, прилипание жидкости к поверхностям валков, преобладание вязкостных сил) те же, что и в решении Гаскелла для случая периодического вальцевания. С учетом принятых упрощений можно найти зависимость координаты выхода материала X_k , а соответственно и X_n , от производительности и координаты положения Z .

Для этого продифференцируем уравнение (2.1) по Z и получим значение перепада давления по длине валка

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \frac{3U\mu\sqrt{2Ph_0}}{8h_0^2} \frac{\partial X_k}{\partial z} \left[-\frac{X(5 + 3X^2)2X_k - 6X_k \text{arctg} X}{(1 + X^2)^2} + \right. \\ \left. + 6X_k \text{arctg} X_k + \frac{2X_k^2(3X_k^2 + 5)}{(1 + X_k^2)^2} \right]. \quad (2.5)$$

Подставив (2.5) в (2.3) и интегрируя в пределах X_n до X_k , после преобразований получим выражение для определения расхода

$$Q^*Z = \int_{X_{k0}}^{X_k} \left[\frac{2X_k^2(3X_k^2+5)}{(1+X_k^2)^2} (X_k + X_k^3 + 0,6X_k^5 + 0,143X_k^7 - X_H - X_H^3 - 0,6X_H^5 - 0,143X_H^7) + \right. \\ \left. + 6X_k \arctg X_H (X_H + X_H^3 + 0,6X_H^5 + 0,143X_H^7) - X_k^3(3,4 + 3,34X_k^2 + 0,86X_k^4) + \right. \\ \left. + X_k X_H^2(3,4 + 3,34X_H^2 + 0,86X_H^4) - 6X_k \arctg X_k (X_H + X_H^3 + 0,6X_H^5 + 0,143X_H^7) + \right. \\ \left. + 1,4X_k \ln(1+X_k^2) - 1,4X_H \ln(1+X_H^2) \right] dX_k, \quad (2.6)$$

где $Q^* = \frac{4Q}{Uh_0\sqrt{2Rh_0}}$; Q – расход полимера вдоль оси Z валка вальцев.

При вычислении данного интеграла принято приближенное соотношение между X_H и X_k вида

$$X_H = 2X_k + aX_k^b. \quad (2.7)$$

В случае вальцевания ньютоновской жидкости $a = 5 \cdot 10^4$, $b = 13$.

График зависимости $Q^*z = f(X_k)$ представлен на рис. 2.2.

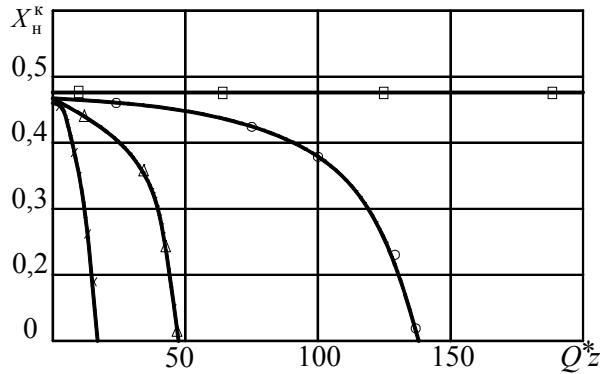


Рис. 2.2 Зависимость $Q^*z = f(X_k)$:
 \square – $X_k = 0,45$; \circ – $X_k = 0,2$; Δ – $X_k = 0,1$; \times – $X_k = 0,05$

Чтобы получить выражение, описывающее распределение скоростей частиц потока по длине валка вальцев воспользуемся уравнением (2.4), подставив в него $\partial P/\partial z$ из (2.5) и $\partial X_k/\partial z$ из (2.6)

$$W = (1+X^2) \left[\left(\frac{Y}{H} \right)^2 - 1 \right] \times \\ \times \frac{\frac{2X^2(5+3X^2)}{(1+X^2)^2}}{\left\{ AX - 3,4X_k X^2 - AX^3 - 3,34X_k X^4 + 0,6AX^5 - 0,86X_k X^6 + 0,143AX^7 - \right. \\ \left. - 6X_k \arctg X + A \right.} \\ \left. - 6X_k \left[(X + X^3 + 0,6X^5 + 0,143X^7) \arctg X - 0,23 \ln(1+X^2) \right] \right\} \Big|_{X_H}^{X_k} \quad (2.8)$$

где $A = 6X_k \arctg X_k + \frac{2X_k^2(3X_k^2+5)}{(1+X_k^2)^2}$; $W = \frac{V_z Ah_0 \sqrt{2Rh_0}}{3Q}$; V_z – компонента скорости материала вдоль оси Z ;

$H = \frac{h}{\sqrt{2Rh_0}}$ – безразмерная координата.

Распределение скоростей по рабочей длине валка и по высоте межвалкового зазора определяется по этому уравнению при подстановке в него различных значений X_H , X_k и Y/H . Типичная эпюра профиля скоростей частиц потока вдоль рабочей длины валка показана на рис. 2.3.

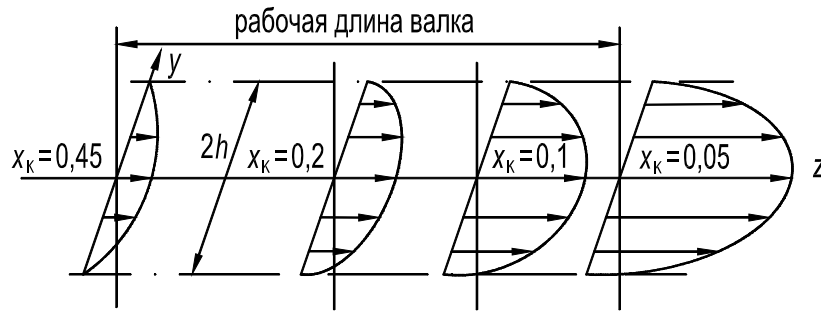


Рис. 2.3 Распределение скоростей частиц вдоль оси валка

Анализ зависимости (2.8) показывает, что по мере продвижения материала вдоль оси валка, скорости частиц потока плавно возрастают, достигая максимума в сечении выхода материала с валка ($X \rightarrow 0$). Уравнение (2.6) дает возможность (в пределах правомерности сделанных допущений) установить соотношение между основными параметрами процесса непрерывного вальцевания: производительностью, окружной скоростью валков, диаметром валков, длиной их рабочей части, величиной межвалкового зазора и величиной запаса материала на валках, т.е. позволяет провести анализ процесса с различных точек зрения и выбрать оптимальные соотношения между указанными параметрами.

Эти уравнения дают возможность определить величину координаты сечения входа (а, следовательно, и величину координаты сечения выхода) в любом поперечном валкам сечении, что, в свою очередь, позволяет применить решение Гаскелла для определения остальных параметров процесса непрерывного вальцевания (распорных усилий, крутящих моментов на валках и потребляемой мощности). Следует заметить, что в уравнения (2.6) и (2.8) не входит вязкость полимера. Можно предположить, что в основной массе потока $V_x \gg V_z$ и распределение скорости частиц потока V_z по рабочей длине валка при вальцевании неньютоновских жидкостей будет таким же, как и в случае ньютоновских жидкостей. Поэтому уравнения (2.6) и (2.8) могут быть использованы и при расчете процессов и оборудования для переработки широкого класса полимерных материалов. В этом случае должны быть изменены коэффициенты a и b в уравнении (2.7) или применены более точные зависимости между X_n и X_k для неньютоновских жидкостей. Как показано в работе Д.М. Мак-Келви и представлено графически в работах Н.Г. Бекина, между X_n и X_k существует функциональное соотношение, зависящее только от свойств перерабатываемого материала

$$\int_{X_k}^{X_n} \frac{(\pm X^2 \pm X_k^2)^n}{(1 + X^2)^{2n+1}} dX = 0 \quad (2.9)$$

при условии $P(x) = 0$, если $X = X_k$.

Используя (2.9), можно вычислить значения безразмерного комплекса $Q^* z$ [уравнение (2.6)] для различных значений координаты сечения входа и выхода в случае непрерывного вальцевания аномально-вязкой жидкости, течение которой подчиняется степенному закону

$$\tau = \mu_1 \left(\frac{\partial V_x}{\partial y} \right)^{n-1} \left(\frac{\partial V_x}{\partial y} \right). \quad (2.10)$$

Величина комплекса $Q^* z$, найденная для различных значений индекса течения n и координаты сечения входа $X_{но}$ при $Z = 0$, показана на графике рис. 2.4.

Анализ данной зависимости показывает, что величина комплекса $Q^* z$ увеличивается с уменьшением индекса течения n (т.е. чем больше вальцуемый материал отличается от ньютоновской жидкости). На величину и характер изменения $Q^* z$ большое влияние оказывает величина запаса перерабатываемого материала на валках вальцев.

Определение распорных усилий между валками при непрерывном режиме работы вальцев.

Гидростатическое давление жидкости, возникающее между валками в процессе обработки материала на вальцах, стремится раздвинуть валки. Сила, стремящаяся раздвинуть валки, называется распорным усилием. Величина распорного усилия может быть посчитана как произведение суммы проекций на плоскость yOz (рис. 2.1) элементарных сил давления и трения на величину поверхности, по которой эти элементарные силы действуют. Распорные усилия, приложенные к поверхности каждого из двух валков, равны между собой по модулю и направлены в разные стороны.

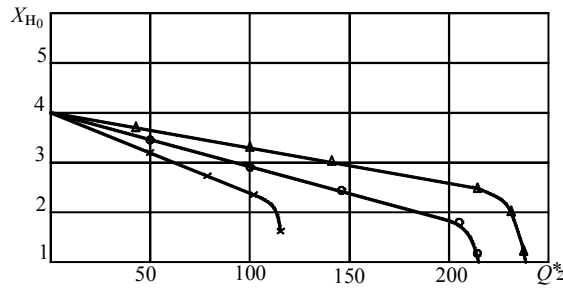


Рис. 2.4 Зависимость Q^* от индекса течения:

$X - n = 1$; $o - n = 0,38$; $\Delta - n = 0,20$

Направление действия (линия действия) равнодействующей сил гидростатического давления и трения обрабатываемого материала в области деформации зависит от физико-механических свойств материала, температуры процесса, диаметров и скоростей вращения валков, материала валков, величины зазора, формы, и соотношения кривых удельного давления смеси на каждом валке.

Для расчета величины распорного усилия валцов, работающих по непрерывному режиму, воспользуемся известными уравнениями, выведенными Гаскеллом [9, 19] для валцов периодического действия, в случае переработки ньютоновской жидкости

$$F_n = L\sqrt{2Rh_0} \int_{-X_H}^{X_K} P dx = \frac{3\mu URL}{4h_0} \left\{ \left(\frac{X_K + X_H}{1 + X_H^2} \right) \times [X_H - X_K + 5X_K^3(1 + X_H^2)] + (1 - 3X_K^2)[X_K \arctg X_K - X_H \arctg X_H] \right\}. \quad (2.11)$$

Так как в процессе непрерывного вальцевания координата сечения входа материала X_H , а соответственно и координата сечения выхода X_K непрерывно изменяется по длине валка (достигая максимума в зоне загрузки и уменьшаясь до нуля в зоне выгрузки), то гидростатическое давление жидкости и распорное усилие тоже не остаются постоянными по рабочей длине валка. Из (2.11) видно, что распорное усилие является функцией параметров X_H и X_K , которые в свою очередь зависят от координаты положения Z . Поэтому распорное усилие, возникающее в процессе непрерывного вальцевания ньютоновской жидкости можно определить следующим образом:

$$F_n = \frac{3\mu UR\sqrt{2Rh_0}}{4h_0} \int_0^z \left(\frac{X_K + X_H}{1 + X_H^2} \right) [X_H - X_K + 5X_K^3(1 + X_H^2)] + (1 - 3X_K^2)[X_K \arctg X_K - X_H \arctg X_H] dz. \quad (2.12)$$

Так как между X_K и Z существует функциональное соотношение, описываемое уравнением (2.6), поэтому, заменяя переменную интегрирования в уравнении (2.12) Z на X_K , получим окончательное выражение для нахождения распорного усилия при непрерывном режиме работы валцов

$$F_n = \frac{3\mu U^2 R^2 h_0}{8Q} \int_{X_{K0}}^0 f(X_K) dX_K, \quad (2.13)$$

где

$$f(X_K) = \left\{ \left(\frac{X_K + X_H}{1 + X_H^2} \right) [X_H - X_K + 5X_K^3(1 + X_H^2)] + (1 - 3X_K^2)[X_K \arctg X_K - X_H \arctg X_H] \right\} \times \left[\frac{6X_K^4 + 10X_K^2}{(1 + X_K^2)^2} (X_K + X_K^3 + 0,6X_K^5 + 0,143X_K^7 - X_H + X_H^3 + 0,6X_H^5 + 0,143X_H^7) + 6X_K \arctg X_H (X_H + X_H^3 + 0,6X_H^5 + 0,143X_H^7) - 6X_K \arctg X_K (X_H + X_H^3 + 0,6X_H^5 + 0,143X_H^7) + 1,4X_K \ln(1 + X_K^2) - 1,4X_H \ln(1 + X_H^2) \right]. \quad (2.14)$$

При вычислении интеграла по уравнению (2.13) необходимо пользоваться приближенным соотношением (2.7) между X_K и X_H или более точными зависимостями (2.9).

Используя данную методику, можно найти величину распорного усилия при непрерывном симметричном вальцевании аномально вязкой жидкости, течение которой подчиняется степенному закону (2.10):

$$F_n = \frac{\mu_1 UR^2 h_0^2 \left(\frac{U}{h_0}\right)^n \left(\frac{1+2n}{n}\right)^n}{Q} f_1(X_k, n), \quad (2.15)$$

$$\begin{aligned} f_1(X_k, n) = & \int_{X_{k0}}^0 \int_{X_k}^{X_H} \int_{X_k}^X \frac{(\pm X^2 \pm X_k^2)^n}{(1+X^2)^{2n+1}} \times \\ & \times \left[\frac{6X_k^4 + 10X_k^2}{(1+X_k^2)^2} (X_k + X_k^3 + 0,6X_k^5 + 0,143X_k^7 - X_H + X_H^3 - 0,6X_H^5 + \right. \\ & + 0,143X_H^7) + 6X_k \operatorname{arctg} X_H (X_H + X_H^3 + 0,6X_H^5 + 0,143X_H^7) - \\ & - X_k^3 (3,4 + 3,34X_k^2 + 0,86X_k^4) + X_k X_H^2 (3,4 + 3,34X_H^2 + 0,86X_H^4) + \\ & \left. + 1,4X_k \ln(1+X_k^2) - 1,4X_H \ln(1+X_H^2) \right] dXdXdX_k. \end{aligned} \quad (2.16)$$

При вычислении функции $f_1(X_k, n)$ необходимо пользоваться соотношением между X_k и X_H в виде зависимостей (2.7) или (2.9).

В случае несимметричного процесса непрерывного вальцевания anomalно вязких материалов величина распорного усилия может быть определена как

$$F_n = \frac{\mu_1 UR^2 h_0^2 (1+f) \left(\frac{U}{h_0}\right)^n \left(\frac{1+2n}{n}\right)^n}{2Q} f_1(X_k, n). \quad (2.17)$$

Значение функции $f_1(X_k, n)$ вычисляется по уравнению (2.16).

2.2 Определение мощности привода валков вальцев непрерывного действия

Энергия, подводимая к валкам вальцев, расходуется на преодоление сил сопротивления материала, протягиваемого через постепенно сужающуюся зону деформации, обусловленных его вязкостью. Работа, затрачиваемая при этом на деформацию обрабатываемого материала, большей частью превращается в тепло, которое расходуется на нагревание материала и отдается в окружающую среду. Кроме этого, часть подводимой энергии расходуется на преодоление трения в подшипниках валков и передающих механизмов привода. Мощность, потребляемая вальцами, зависит от многих факторов: свойств и температуры обрабатываемого материала, окружных скоростей валков, величины фрикции, зазора между валками, величины загрузки материала и других.

Для расчета технологической мощности, расходуемой на преодоление сил вязкого сопротивления материала, протягиваемого через постепенно сужающуюся зону деформации при непрерывном вальцевании ньютоновской жидкости, воспользуемся известными уравнениями, выведенными Гаскеллом [8] для периодического процесса вальцевания ньютоновской жидкости:

$$N_n = 3LU^2 \mu \sqrt{\frac{2R}{h_0}} f(X_k); \quad (2.18)$$

$$f(X_k) = (1 - X_k^2) (\operatorname{arctg} X_k + \operatorname{arctg} X_H) - \left[\frac{(X_k + X_H)(1 + X_k X_H)}{(1 + X_H^2)} \right]. \quad (2.19)$$

Основным отличием непрерывного процесса вальцевания от периодического является то, что высота запаса материала в межвалковом зазоре при непрерывном режиме не остается постоянной, как при периодическом режиме работы, а является функцией координаты положения Z . Откуда следует, что мощность, расходуемая на деформацию материала в зазоре между валками вальцев при непрерывном режиме работы будет неодинакова по рабочей длине валка. Поэтому для определения суммарной технологической мощности, затрачиваемой на деформацию всего объема материала, находящегося на валках, необходимо определить единичную мощность, расходуемую на элементарном участке длиной dZ .

На основании (2.18) и (2.19) и при введении безразмерной координаты положения $Z = \frac{Z}{\sqrt{2Rh_0}}$ эта мощность определяется выражением

$$dN = 6U^2 \mu R \left\{ (1 - X_k^2) (\arctg X_k + \arctg X_H) - \left[\frac{(X_k + X_H)(1 + X_k X_H)}{(1 + X_H^2)} \right] \right\} dZ. \quad (2.20)$$

Полная технологическая мощность определяется из (2.20) интегрированием его в пределах от 0 до Z :

$$N_n = 6U^2 \mu R \int_0^Z \left\{ (1 - X_k^2) (\arctg X_k + \arctg X_H) - \left[\frac{(X_k + X_H)(1 + X_k X_H)}{(1 + X_H^2)} \right] \right\} dZ. \quad (2.21)$$

Так как между X_k и Z существует функциональное отношение вида (2.6), то заменяя в уравнении (2.21) переменную интегрирования Z на X_k и предел интегрирования Z на X_{k0} получим

$$N_n = \frac{3\mu U^3 Rh_0 \sqrt{2Rh_0}}{2Q} f_2(X_k), \quad (2.22.)$$

где

$$f_2(X_k) = \int_{X_{k0}}^0 \left\{ (1 - X_k^2) (\arctg X_k + \arctg X_H) - \left[\frac{(X_k + X_H)(1 + X_k X_H)}{(1 + X_H^2)} \right] \times \right. \\ \times \left[\frac{6X_k^4 + 10X_k^2}{(1 + X_k^2)^2} (X_k + X_k^3 + 0,6X_k^5 + 0,143X_k^7) - \right. \\ \left. - X_k^3 (3,4 + 3,34X_k^2 + 0,86X_k^4) + X_k X_H^2 (3,4 + 3,34X_H^2 + 0,86X_H^4) - \right. \\ \left. - 6X_k \arctg X_k (X_H + X_H^3 + 0,6X_H^5 + 0,143X_H^7) + \right. \\ \left. + 1,4X_k \ln(1 + X_k^2) - 1,4X_H \ln(1 + X_H^2) \right\} dX_k. \quad (2.23)$$

При численном интегрировании функции $f_2(X_k)$ необходимо пользоваться соотношением (2.7) между X_k и X_H или (2.9).

Используя такой же подход можно найти величину технологической мощности, необходимой для преодоления сил вязкого сопротивления аномально вязкого материала, течение которого в межвалковом зазоре подчиняется степенному закону (2.10) при симметричном режиме работы вальцев:

$$N_n = \frac{\mu_1 U^2 Rh_0 \sqrt{2Rh_0} \left(\frac{U}{h_0} \right)^n \left(\frac{1 + 2n}{n} \right)^n}{Q} f_3(X_k, n), \quad (2.24)$$

$$f_3(X_k, n) = \int_{X_{k0}}^0 \int_{X_k}^{X_H} \frac{(\pm X^2 \mp X_k^2)}{(1 + X^2)^{2n}} \left[\frac{6X_k^4 + 10X_k^2}{(1 + X_k^2)^2} \times \right. \\ \times (X_k + X_k^3 + 0,6X_k^5 + 0,143X_k^7 - X_H - X_H^3 - 0,6X_H^5 - 0,143X_H^7) + \\ + 6X_k \arctg X_H (X_H + X_H^3 + 0,6X_H^5 + 0,143X_H^7) - \\ - 6X_k \arctg X_k (X_H + X_H^3 + 0,6X_H^5 + 0,143X_H^7) - \\ - X_k^3 (3,4 + 3,34X_k^2 + 0,86X_k^4) + X_k X_H^2 (3,4 + 3,34X_H^2 + 0,86X_H^4) + \\ \left. + 1,4X_k \ln(1 + X_k^2) - 1,4X_H \ln(1 + X_H^2) \right] dX dX_k. \quad (2.25)$$

При численном интегрировании $f_3(X_k, n)$ необходимо пользоваться соотношением (2.9) между X_k и X_H .

Величина технологической мощности при несимметричном вальцевании аномально вязкой жидкости со степенным законом течения при непрерывном режиме работы может быть определена ориентировочно:

$$N_n = \frac{\mu_1 U^2 Rh_0^2 \sqrt{2Rh_0} \left(\frac{U}{h_0} \right)^n \left(\frac{1 + 2n}{n} \right)^n \left(\frac{f+1}{2} \right)}{Q} f_3(X_k, n). \quad (2.26)$$

Значение функции $f_3(X_k, n)$ вычисляется по уравнению (2.25).

Общая величина мощности, необходимая для привода валков вальцев, работающих по непрерывному режиму, будет больше технологической мощности, полученной по уравнениям (2.22) – (2.26), вследствие того, что часть мощности привода будет расходоваться на преодоление сил трения в подшипниках валков вальцев. Эта часть мощности может быть найдена, если известна величина распорного усилия F_n , коэффициент трения втулки подшипника о цапфу валка и геометрические размеры валка

$$N_n^T = \pi d(n_1 + n_2) f F_n. \quad (2.27)$$

Мощность электродвигателя привода вальцев будет найдена суммированием величин технологической мощности и мощности, расходуемой на преодоление сил трения в подшипниках и деленной на КПД привода машины.

Определение оптимальной величины запаса материала в межвалковом зазоре из условия максимального механического воздействия.

Для определения оптимальной величины загрузки материала на валки вальцев необходимо выбрать критерий оценки механического воздействия на вальцуемый материал. В качестве такого критерия можно принять величину удельной мощности, т.е. отношение мощности, рассеиваемой в материале при его переработке к объему вальцуемого материала, которая и будет характеризовать интенсивность обработки.

Для определения удельной мощности при непрерывном процессе вальцевания аномально вязких материалов со степенной зависимостью между напряжением и скоростью сдвига необходимо знать величину технологической мощности и объема материала, находящегося на валках вальцев.

Величину технологической мощности, расходуемой на деформацию обрабатываемого материала в зазоре валков вальцев, работающих по непрерывному режиму, найдем по уравнениям (2.24)–(2.25). Величину объема материала, находящегося на валках вальцев, с учетом "шубы" определим по уравнению согласно литературы [16]

$$V = \frac{R h_0^3 U \sqrt{2 R h_0}}{Q} \varphi_1 \left(X_k \frac{R}{h_0} \right), \quad (2.28)$$

где

$$\begin{aligned} \varphi_1 = \int_{X_{k0}}^{X_{kk}} & \left\{ \frac{8,88}{\sqrt{\frac{R}{h_0}}} (1 - X_k^2) \left[\frac{R}{h_0} + (1 + X_k^2) \right] - (1 + X_k^2) (X_k + X_H) + \right. \\ & \left. + \left[X_H + X_k + \frac{1}{3} (X_H^4 + X_k^4) \right] \right\} \times \left[\frac{6 X_k^4 + 10 X_k^2}{(1 + X_k^2)^2} (X_k + X_k^3 + 0,6 X_k^5 + \right. \\ & + 0,143 X_k^7 - X_H - X_H^3 - 0,6 X_H^5 - 0,144 X_H^7) + \\ & + 6 X_k \operatorname{arctg} X_H (X_H + X_H^3 + 0,6 X_H^5 + 0,143 X_H^7) - \\ & - 6 X_k \operatorname{arctg} X_k (X_H + X_H^3 + 0,6 X_H^5 + 0,143 X_H^7) - \\ & - X_k^3 (3,4 + 3,34 X_k^2 + 0,86 X_k^4) + X_k X_H^2 (3,4 + 3,34 X_H^2 + 0,86 X_H^4) + \\ & \left. + 1,4 X_k \ln(1 + X_k^2) - 1,4 X_H \ln(1 + X_H^2) \right] dx. \end{aligned}$$

Величина удельной мощности, реализуемой при непрерывном режиме вальцевания аномально вязкой жидкости, определяется

$$q = \frac{N_H}{V} = \mu_1 \left(\frac{U}{h_0} \right)^{n+1} \left(\frac{2n+1}{n} \right)^n F_0 \left(X_k, n, \frac{R}{h_0} \right), \quad (2.29)$$

где

$$F_0\left(X_k, n, \frac{R}{h_0}\right) = \frac{\int_{X_{k0}}^{X_{kk}} \int_{X_k}^{X_H} \frac{(\pm X^2 \mp X_k^2)^n}{(1+X^2)^{2n}} \Psi(X_k) dX dX_k}{\int_{X_{k0}}^{X_{kk}} \left\{ \frac{8,88}{\sqrt{\frac{R}{h_0}}} (1+X_k^2) \left[\frac{R}{h_0} + (1+X_k^2) \right] - (1+X_k^2)(X_k + X_H) + X_H + X_k + \frac{1}{3}(X_H^3 + X_k^3) \right\} \Psi(X_k) dX_k}, \quad (2.30)$$

где $\Psi(X_k) = \frac{6X_k^4 + 10X_k^2}{(1+X_k^2)^2} \times$

$$\begin{aligned} & \times (X_k + X_k^3 + 0,6X_k^5 + 0,143X_k^7 - X_H - X_H^3 - 0,6X_H^5 - 0,143X_H^7) + \\ & + 6X_k \operatorname{arctg} X_H (X_H + X_H^3 + 0,6X_H^5 + 0,143X_H^7) - \\ & - 6X_k \operatorname{arctg} X_k (X_H + X_H^3 + 0,6X_H^5 + 0,143X_H^7) - \\ & - X_k^3 (3,4 + 3,34X_k^2 + 0,86X_k^4) + X_k X_H^2 (3,4 + 3,34X_H^2 + 0,86X_H^4) + \\ & + 1,4X_k \ln(1+X_k^2) - 1,4X_H \ln(1+X_H^2). \end{aligned} \quad (2.31)$$

Зависимость удельной мощности от координаты сечения для различных значений индекса течения n и величины отношения R/h_0 представлена на рис. 2.5 и 2.6.

Анализ зависимости (2.29), представленной на рис. 2.5 и 2.6, показывает, что существует такой режим непрерывного процесса вальцевания, при котором степень механического, воздействия на материал (величина удельной мощности) будет максимальной. Причем, чем больше вальцуемый материал отличается от ньютоновской жидкости, тем больше величина удельной мощности и максимум ее смещается в сторону больших запасов материала на валках (рис. 2.5, точки 1 – 5).

$$q = \frac{N_n}{V\mu_1 \left(\frac{2n+1}{n}\right)^n \left(\frac{U}{h_0}\right)^{n+1}} = F_0(X_k, n, R/h_0).$$

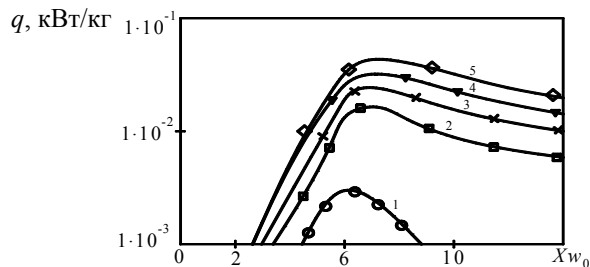


Рис. 2.5 $\circ - n = 1$; $\square - n = 0,5$; $\times - n = 0,38$; $\Delta - n = 0,2$; $\diamond - n = 0,125$;
при $\frac{R}{h_0} = 100$

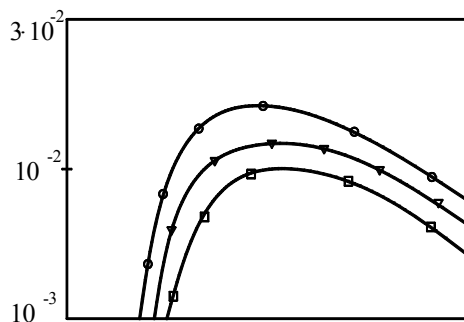


Рис. 2.6 $n = 0,38$; $\circ - \frac{R}{h_0} = 50$; $\Delta - \frac{R}{h_0} = 100$; $\square - \frac{R}{h_0} = 200$

2.3 Расчет основных параметров непрерывного процесса вальцевания полимерных материалов

В качестве исходных параметров, необходимых для расчета, принимаются:

- 1) реологические константы перерабатываемого материала μ и n ;
- 2) продолжительность вальцевания – $\tau_{\text{в}}$;
- 3) удельная мощность, реализуемая в процессе механической обработки материала на вальцах – q ;

При расчете основных параметров непрерывного процесса вальцевания могут встретиться два варианта расчета задач:

- 1) при заданных геометрических размерах валков, скоростях вращения и фрикции необходимо определить производительность;
- 2) при заданной производительности необходимо определить основные геометрические размеры валков (диаметр и длину).

2.3.1 Расчет основных параметров процесса и оборудования по первому варианту

Для этого дополнительно должны быть заданы: скорость вращения переднего валка, фрикция валков и геометрические размеры валков (радиус бочки валка и длина рабочей части его).

В процессе расчета необходимо определить:

- 1) оптимальную высоту запаса материала на валках $X_{\text{н}}$;
- 2) минимальный зазор между валками $-2h_0$;
- 3) производительность вальцев, при непрерывном режиме работы – Q ;
- 4) силовые и энергетические параметры процесса (распорное усилие F_n и технологическую мощность N_n , а также мощность привода вальцев);
- 5) провести прочностной расчет основных деталей и узлов машины (валков, станины, механизма регулировки зазора).
- 6) тепловой расчет.

2.3.2 Расчет основных параметров процесса и оборудования по второму варианту

- 1 Определяем объем единовременной загрузки материала на валцы q_1 по формуле (1.50) или (1.51).
- 2 Определяем длину L и диаметр валка D , дм с учетом соотношения $L = 3D$ по формуле $q_1 = (0,0065 \dots 0,0085)DL$, дм³. Полученные значения L и D уточняем по ГОСТ 14333–73.

3 Определяем оптимальную высоту запаса материала. Для этого, по графику рис. 2.5 и 2.6 находим величину координаты сечения входа обрабатываемого материала $X_{\text{н0}}$, соответствующую максимальному значению удельной мощности. А по значению $X_{\text{н0}}$ легко определить координату сечения выхода материала.

4 Находим рабочий (оптимальный) зазор между валками. По формулам (2.29) – (2.31) для различных значений R/h_0 вычисляем величину максимального значения функции F_0^{max} (рис. 2.6).

По полученным значениям функции F_0^{max} строим график зависимости F_0 от величины зазора между валками (рис. 2.7).

Далее по уравнению (2.29) для заданного по условию значения величины удельной мощности находим величину функции $F_0^P(X_{\text{к}}, n, R/h_0)$ для различных значений величины зазора и строим график зависимости ее от h_0 (кривая 2, рис. 2.7). Точка пересечения графиков функций F_0^{max} и F_0^P (точка M) определяет величину межвалкового зазора h_0 для заданного значения удельной мощности.

- 3 Определяем производительность вальцев, работающих по непрерывному режиму.

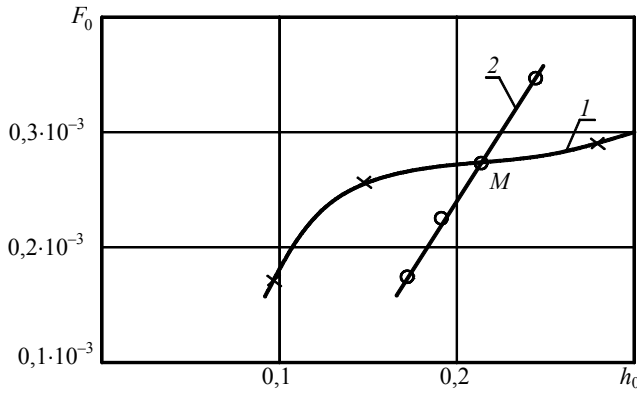


Рис. 2.7 1 – $F_0^{\max}(X_k, n, R/h_0)$; 2 – $F_0^P(X_k, n, R/h_0)$

Согласно уравнения (2.6) производительность валцов непрерывного действия может быть определена, если положить $Z = \frac{z}{\sqrt{2Rh_0}}$ соответственно в месте отбора материала $X_k = X_{нк}$. В этом случае значение величины безразмерного комплекса Q^*z может быть определено из выражения

$$Q^*Z = \frac{2Qz}{Uh_0^2R}. \quad (2.32)$$

В то же время производительность валцов непрерывного действия можно выразить как отношение объема материала на валках V к продолжительности валцевания τ_b . Тогда значение комплекса Q^*z определится как

$$Q^*Z = \frac{2VL}{Uh_0^2R\tau_b}. \quad (2.33)$$

Величина объема материала на валках валцов может быть найдена по уравнению (2.28). Совместное решение (2.32) и (2.33) позволяет определить производительность валцов при непрерывном режиме их работы

$$Q = \sqrt{\frac{Rh_0^3U(2Rh_0)^{\frac{1}{2}}}{\tau_b}} \varphi_1. \quad (2.34)$$

Вследствие некоторой сложности вычисления функции φ_1 расчет производительности представляет определенные трудности. Как показано в работе [16] величину объема материала на валках валцов, работающих по непрерывному режиму, можно вычислить по уравнению

$$V = 2h_0\sqrt{2Rh_0} \vartheta \times \left\{ \frac{8,88}{\sqrt{\frac{R}{h_0}}} (1 + X_k^2) - (1 + X_k^2)(X_k + X_n) + \left[X_n + X_k + \frac{1}{3}(X_n^3 + X_k^3) \right] \right\}. \quad (2.35)$$

Тогда производительность валцов непрерывного действия может быть определена из выражения

$$Q = \frac{2h_0\sqrt{2Rh_0} \vartheta k(R/h_0, X_k, X_n)}{\tau_b}, \quad (2.36)$$

где

$$k = \frac{8,88}{\sqrt{\frac{R}{h_0}}} (1 + X_k^2) \left[\frac{R}{h_0} + (1 + X_k^2)(X_k + X_n) + \left[X_n + X_k + \frac{1}{3}(X_n^3 + X_k^3) \right] \right]. \quad (2.37)$$

4 Определяем силовые и энергетические параметры процесса непрерывного валцевания.

Величина распорного усилия вычисляется по уравнениям (2.15), (2.16) и (2.17). Значение технологической мощности, необходимой для преодоления сил вязкого сопротивления перерабатываемого материала определяется по формулам (2.24), (2.25) и (2.26) (см. прил. А, программа 1).

5 Находят мощность привода валцов $N_d = \frac{N_T}{\eta_{пр}}$, кВт, где $\eta_{пр}$ – КПД привода машины (см. прил. Б, программа 3, 4).

6 Проводят прочностной расчет основных узлов и деталей машины (см. разд. 3, расчет валка – прил. В, программа 5).

7 Проводят тепловой расчет процесса вальцевания для этого составляют уравнения теплового баланса (1.58).

3 ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ СТАНИН И ВАЛКОВ ВАЛЬЦЕВ И КАЛАНДРОВ

3.1 РАСЧЕТ СТАНИНЫ ВАЛЬЦЕВ

Вальцы [7] имеют две станины, на которых устанавливают валки. Каждая станина (рис. 3.1) состоит из нижней Н-образной стойки 2 и верхней траверсы 1, которая с натягом закладывается в пазы и крепится к стойке станины шпильками. Станины устанавливаются на общей фундаментной плите [3].

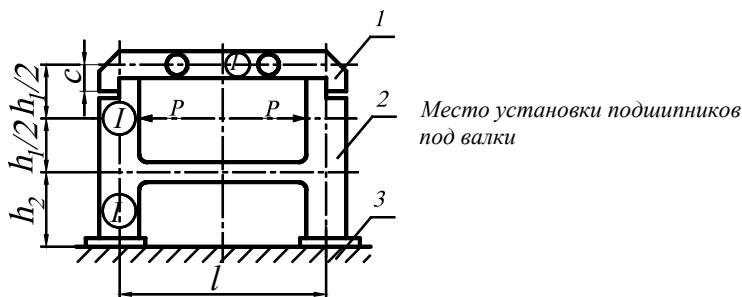


РИС. 3.1 КОНСТРУКЦИЯ СТАНИНЫ ВАЛКОВ

Конструкция станины обеспечивает удобство монтажа узлов и служит базой для различных вспомогательных устройств.

Расчетная схема станины вальцев, нагруженной распорным усилием P , представлена на рис. 3.2, а.

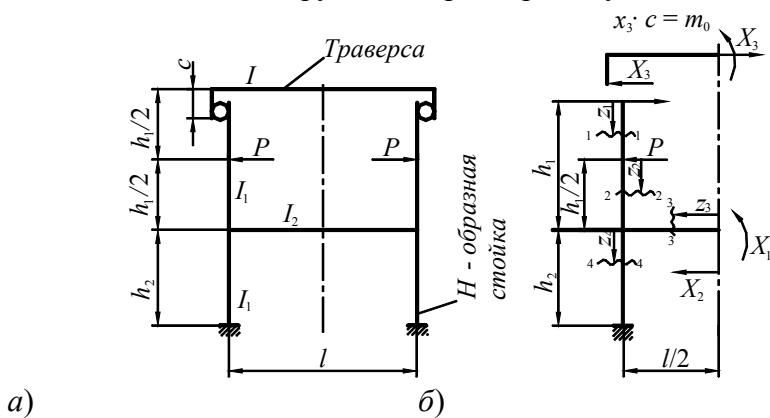


Рис. 3.2:

а – расчетная схема; б – основная система

Согласно схеме, приведенной на рис. 3.2, а, соединение стойки с траверсой шарнирные, и стойка передает на траверсу только растягивающее усилие. Образованная стержневая система стойки станины представляет собой статически неопределимую плоскую раму. В качестве основной системы принимаем симметричный вариант (рис. 3.2, б). Разрезаем (условно) стойку и в местах разреза прикладываем соответствующие неизвестные усилия. Вследствие симметрии приложенной нагрузки и конструкции стойки число неизвестных сократится до трех: x_1 – изгибающий момент; x_2 – растягивающая сила в стойке; x_3 – растягивающая сила в траверсе.

Для определения неизвестных усилий воспользуемся системой канонических уравнений метода сил [22]:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11}x_1 + \delta_{12}x_2 + \delta_{13}x_3 + \Delta_{1P} &= 0; \\ \delta_{21}x_1 + \delta_{22}x_2 + \delta_{23}x_3 + \Delta_{2P} &= 0; \\ \delta_{31}x_1 + \delta_{32}x_2 + \delta_{33}x_3 + \Delta_{3P} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

В системе уравнений (3.1) величины δ_{ij} и Δ_{iP} ($i = j = 1, 2, 3$) представляют собой единичные и грузовые перемещения от неизвестных сил и от заданной нагрузки, которые определяются по следующим формулам:

$$\delta_{ij} = \sum_S \int \left(\frac{\bar{M}_i \bar{M}_j}{EI_i} + \frac{\bar{N}_i N_j}{EF} \right) dS; \quad (3.2)$$

$$\Delta_{iP} = \sum_S \int \left(\frac{\bar{M}_i M_P}{EI} + \frac{\bar{N}_i N_P}{EF} \right) dS,$$

где \bar{M}_i, \bar{N}_i – эпюры моментов продольных сил от единичного усилия $\bar{x}_i = 1$; M_P, N_P – эпюры моментов продольных сил от заданной нагрузки; E – модуль упругости; I_i ($i = 1, 2, 3, \dots$) – момент инерции сечения. Для прямолинейных участков рамы при определении коэффициентов перемещений δ_{ij} и Δ_{iP} (2) вместо интегральных выражений можно использовать способ Верещагина [22] перемножения эпюр моментов от единичных сил и заданной нагрузки. Для чего строят эпюры изгибающих моментов и продольных сил от заданной нагрузки и единичных усилий для основной системы (рис. 3.2, б), далее производят перемножение эпюр по формулам:

$$\delta_{ij} = \sum \left[\frac{1}{EI_i} (\omega_{Mi} y_{CMj}) + \frac{1}{EF_i} (\omega_{Ni} y_{CNj}) \right]; \quad (3.3)$$

$$\Delta_{iP} = \sum \left[\frac{1}{EI_i} (\omega_{MPi} y_{Cj}) + \frac{1}{EF_i} (\omega_{NPi} y_{CNj}) \right], \quad (3.4)$$

где ω_i – площадь i -ой эпюры (криволинейной или линейной); y_{Cj} – ордината j -ой эпюры (обязательно линейной) взятая под центром тяжести i -ой эпюры; EI_i, EF_i – жесткость стержня на изгиб и растяжение i -ого участка, которая должна быть постоянной на протяжении всего участка.

Эпюры моментов от единичных сил и моментов и заданной нагрузки приведены на рис. 3.3.

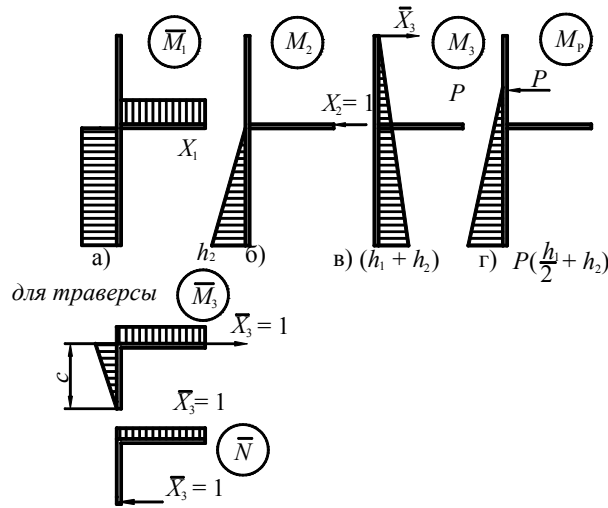


РИС. 3.3 ЭПЮРЫ МОМЕНТОВ

Выражения для коэффициентов канонических уравнений (3.1) согласно формулам (3.3) и (3.4) запишутся:

$$\delta_{11} = \frac{l}{2EI_2} + \frac{h_2}{EI_1}; \quad \delta_{22} = \frac{h_2^3}{3EI_1}; \quad \delta_{33} = \frac{1}{3EI_1} (h_1 + h_2)^3 + \frac{1}{EI_3} \left(\frac{c^3}{3} + \frac{c^2 l}{2} \right) + \frac{1}{EF_3} \frac{l}{2}; \quad \delta_{12} = \delta_{21} = \frac{h_2^2}{2EI_1};$$

$$\delta_{13} = \delta_{31} = -\frac{1}{2EI_1} (2h_1 + h_2) h_2; \quad \delta_{23} = \delta_{32} = -\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right); \quad \Delta_{1P} = \frac{P}{2EI_1} (h_1 + h_2) h_2;$$

$$\Delta_{2P} = \frac{P}{2EI_1} h_2^2 \left(\frac{h_1}{2} + \frac{2}{3} h_2 \right);$$

$$\Delta_{3P} = -\frac{P}{EI_1} \left[\frac{5}{48} h_1^3 + \frac{h_2}{4} h_1 (2h_1 + h_2) + \frac{h_2^2}{6} (3h_1 + 2h_2) \right].$$

Подставляя выражения для коэффициентов δ_{ij} и Δ_{iP} в систему уравнений (3.1) и решая его методом Гаусса, определяем усилия x_1, x_2, x_3 :

$$\begin{aligned}
 x_1 = & \frac{\left[-\frac{P}{2EI_1}(h_1+h_2)h_2 \right] \left\{ \frac{h_2^3}{3EI_1} \left[\frac{1}{3EI_1}(h_1+h_2)^3 + K \right] - \left[\frac{1}{2EI_1} \times \right. \right. \\
 & \left. \left. \left[\frac{l}{2EI_2} + \frac{h_2}{EI_1} \right] \left\{ \frac{h_2^3}{3EI_1} \left[K + \frac{1}{3EI_1}(h_1+h_2)^3 \right] - \left[\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \right. \right. \right. \right. \right. \\
 & \left. \left. \left. \times h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right]^2 \right\} + \frac{P}{EI_1} \left[\frac{5}{48} h_1^3 + \frac{h_2}{4} h_1(2h_1+h_2) + \frac{h_2^2}{6} (3h_1+2h_2) \right] \times \right. \right. \\
 & \left. \left. + \frac{2}{3} h_2 \right) \right]^2 \right\} + \frac{h_2^2}{2EI_1} \left[-\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left\{ \left[-\frac{1}{2EI_1} (2h_1+h_2) \right] \right\} 2 - \\
 & \frac{\left\{ \frac{h_2^2}{2EI_1} \left[-\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] - \frac{h_2^3}{3EI_1} \left[-\frac{1}{2EI_1} (2h_1+h_2)h_2 \right] \right\} + \\
 & - \left(\frac{h_2^2}{2EI_1} \right)^2 \left\{ (2h_1+h_2)^2 \frac{h_2^3}{2EI_1} + \right. \\
 & \left. + \left[-\frac{P}{2EI_1} h_2^2 \left(\frac{h_1}{2} + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left[-\frac{1}{2EI_1} (2h_1+h_2)h_2 \right] \left[-\frac{h_2^2}{2EI_1} \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] - \right. \\
 & \left. + \left[K + \frac{1}{3EI_1} (h_1+h_2)^3 \right] h_2^2 \right\} \\
 & \left. - \left[K + \frac{h_2^2}{3EI_1} (h_1+h_2)^3 \right] \right\}; \tag{3.5}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x_2 = & \frac{\left[-\frac{P}{2EI_1} h_2^2 \left(\frac{h_1}{2} + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left\{ \left[\frac{l}{2EI_2} + \frac{h_2}{EI_1} \right] \left[\frac{1}{3EI_1} (h_1+h_2)^3 + K \right] - \right. \\
 & \left. \left[\frac{l}{2EI_1} + \frac{h_2}{EI_1} \right] \left\{ \frac{h_2^3}{3EI_1} \left[\frac{1}{3EI_1} (h_1+h_2)^3 + K \right] - \left[\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \right. \right. \right. \right. \\
 & \left. \left. \left. - \left[\frac{1}{2EI_1} + (2h_1+h_2)h_2 \right]^2 \right\} + \left[-\frac{P}{2EI_1} (h_1+h_2)h_2 \right] \left\{ -\frac{h_2^2}{2EI_1} \left(h_1 + \right. \right. \right. \right. \\
 & \left. \left. \left. + \frac{2}{3} h_2 \right) \right]^2 \right\} + \frac{h_2^2}{2EI_1} \left[-\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left\{ -\frac{1}{2EI_1} (2h_1+h_2)h_2 \right\} 2 - \right. \\
 & \left. + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left[-\frac{h_2}{2EI_1} (2h_1+h_2) \right] - \left[\frac{1}{3EI_1} (h_1+h_2)^3 + K \right] \frac{h_2^2}{2EI_1} \left\{ + \frac{P}{EI_1} \times \right. \\
 & \left. - \left(\frac{h_2^2}{2EI_1} \right)^2 \left\{ (2h_1+h_2)^2 \frac{h_2^3}{2EI_1} + \right. \right. \\
 & \left. \left. \times \left[\frac{5}{48} h_1^3 + \frac{h_2}{4} h_1(2h_1+h_2) + \frac{h_2^2}{6} (3h_1+2h_2) \right] \right\} \left\{ \left[-\frac{1}{2EI_1} (2h_1+h_2)h_2 \right] \times \right. \right. \\
 & \left. \left. + \left\{ K + \frac{1}{3EI_1} (h_1+h_2)^3 \right\} h_2^2 \right\} \right. \\
 & \left. \times \frac{h_2^2}{2EI_1} - \left[-\frac{h_2^2}{2EI_1} \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left[\frac{l}{2EI_2} + \frac{h_2}{EI_1} \right] \right\}; \tag{3.6}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
x_3 = & \frac{\frac{P}{EI_1} \left[\frac{5}{48} h_1^3 + \frac{h_2}{4} h_1 (2h_1 + h_2) + \frac{h_2^2}{6} (3h_1 + 2h_2) \right] \left[\left(\frac{l}{2EI_2} + \frac{h_2}{EI_1} \right) \times \right.}{\left[\frac{l}{2EI_2} + \frac{h_2}{EI_1} \right] \left\{ \frac{h_2^3}{3EI_1} \left[K + \frac{1}{3EI_1} (h_1 + h_2)^3 \right] - \left[\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right]^2 \right\} +} \\
& \times \frac{h_2^3}{3EI_1} - \left(\frac{h_2^2}{2EI_1} \right)^2 \left. \right\} + \left[\frac{P}{2EI_1} h_2^2 \left(\frac{h_1}{2} + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left\{ \frac{h_2^2}{2EI_1} [(2h_1 + h_2)h_2] - \right. \\
& \left. + \frac{h_2^2}{2EI_1} \left[-\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \right\} \left[-\frac{1}{2EI_1} (2h_1 + h_2)h_2 \right] \left. \right\} 2 - \\
& - \left[\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] \left[\frac{l}{2EI_2} + \frac{h_2}{EI_1} \right] \left. \right\} + \left[-\frac{P}{2EI_1} (h_1 + h_2)h_2 \right] \times \\
& - \left(\frac{h_2}{2EI_1} \right)^2 \left\{ (2h_1 + h_2)^2 \frac{h_2^3}{2EI_1} + \left[\frac{1}{3EI_1} (h_1 + h_2)^3 + K \right] h_2^2 \right\} \\
& \times \left\{ \frac{h_2^2}{2EI_1} \left[-\frac{1}{2EI_1} h_2^2 \left(h_1 + \frac{2}{3} h_2 \right) \right] - \left[-\frac{1}{2EI_1} (2h_1 + h_2) \right] \frac{h_2^3}{3EI_1} \right\} \quad (3.7)
\end{aligned}$$

где $K = \frac{1}{EI_3} \left(\frac{c^3}{3} + \frac{c^2 l}{2} \right) + \frac{l}{2EF_3}$.

После определения неизвестных усилий x_1 , x_2 , x_3 строится окончательная эпюра изгибающих моментов и по формуле

$$\max \sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_x} + \frac{N}{F} \leq [\sigma]_{\text{и}} \quad (3.8)$$

рассчитываются напряжения в опасных сечениях стойки и траверсы станины вальцов.

3.2 ПРИМЕР РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ СТАНИНЫ ВАЛЬЦЕВ СМ 200 80/80 (ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА)

Лабораторные вальцы (рис. 3.4) представляют собой литую станину, состоящую из стойки корытного профиля и верхней траверсы, которая с натягом закладывается в пазы и крепится к стойке станины шпильками. Станина устанавливается на общей фундаментной плите. Материал станины чугун СЧ18 с допускаемыми напряжениями на изгиб и растяжение, соответственно, $[\sigma]_{\text{и}} = 41,0$ МПа, $[\sigma]_{\text{р}} = 25,0$ МПа.

Геометрические характеристики сечений станины вальцов:

Сечение А–А:

$$J_3 = \frac{(b_3 - d_3)H_3^3}{12};$$

$$W_3 = \frac{(b_3 - d_3)H_3^2}{6};$$

$$F_3 = H_3(b_3 - d_3).$$

Сечение Б–Б:

$$J_1 = \frac{(b_1 - d_1)H_1^3}{12};$$

$$W_1 = \frac{(b_1 - d_1)H_1^2}{6};$$

$$F_1 = H_1(b_1 - d_1).$$

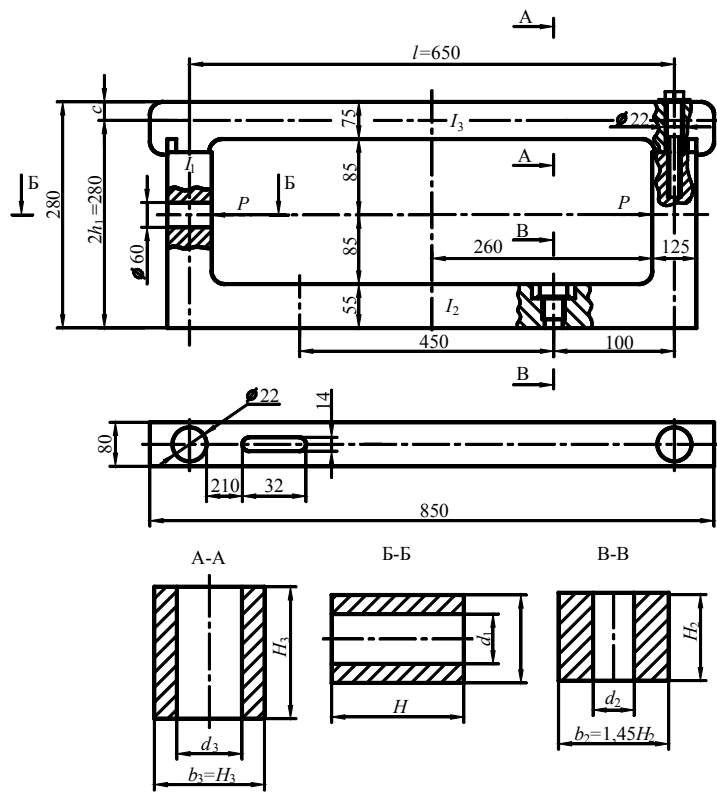


Рис. 3.4 Конструктивная схема лабораторных вальцов

Сечение В-В:

$$J_2 = \frac{(b_2 - d_2)H_2^3}{12};$$

$$W_2 = \frac{(b_2 - d_2)H_2^2}{6};$$

$$F_2 = H_2(b_2 - d_2),$$

где J_i , W_i , F_i ($i = 1, 2, 3$) – соответственно, моменты инерции, моменты сопротивления и площади сечений.

Согласно приведенной конструктивной схеме (рис. 3.4) станина вальцов представляет собой замкнутую самоуравновешенную стержневую конструкцию прямоугольной формы. При этом соединение траверсы со стойкой шарнирное. Расчетная схема станины лабораторных вальцов приведена на рис. 3.5.

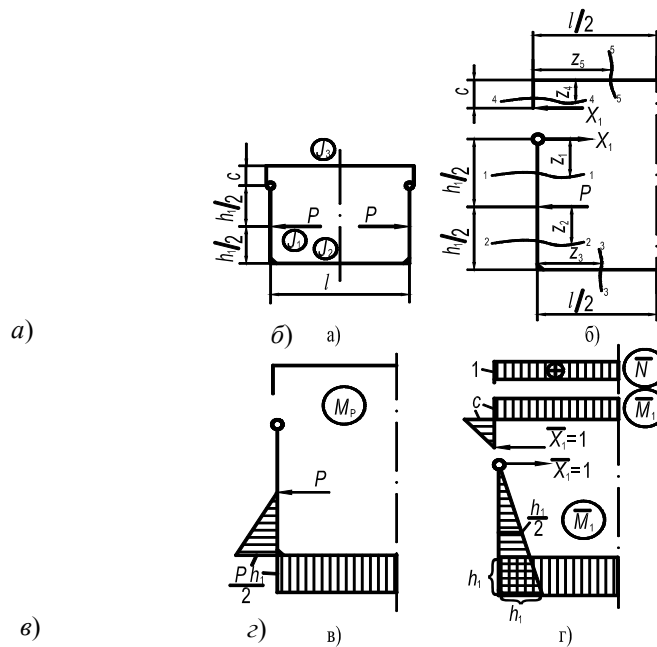


Рис. 3.5 Расчетная схема и эпюры моментов рамы

Образованная стержневая система (рис. 3.5, а) станины представляет собой статически неопределимую плоскую раму. В качестве основной системы принимаем симметричный вариант (рис. 3.5, б). Вследствие симметрии приложенной нагрузки, конструкции рамы и наличия шарнира в месте соединения траверсы со стойкой данная система один раз статически неопределима.

Система канонических уравнений в данном случае запишется

$$\delta_{11}x_1 + \Delta_{1P} = 0. \quad (3.9)$$

Коэффициенты канонических уравнений δ_{11} и Δ_{1P} находятся путем перемножения эпюр моментов от единичных сил и заданной нагрузки (рис. 3.5, б, в):

$$\delta_{11} = \frac{1}{3EJ_1}h_1^3 + \frac{1}{2EJ_2}h_1^2l + \frac{1}{EF_3}\frac{l}{2};$$

$$\Delta_{1P} = -\frac{5Ph_1^3}{48EJ_1} - \frac{Ph_1^2l}{4EJ_2}.$$

Подставляя δ_{11} и Δ_{1P} в (3.9), получим неизвестное усилие x_1 :

$$x_1 = \frac{\frac{5Ph_1^3}{48EJ_1} + \frac{Ph_1^2l}{4EJ_2}}{\frac{1}{3EJ_1}h_1^3 + \frac{1}{2EJ_2}h_1^2l + \frac{1}{EF_3}\frac{l}{2}}; \quad (3.10)$$

при $EF_3 \rightarrow \infty$, т.е. без учета растяжения траверсы

$$x_1 = \frac{1}{8} \frac{5J_2Ph_1^3 + 12J_1h_1^2l}{2J_2h_1^3 + 3J_1h_1^2l}. \quad (3.11)$$

Строим эпюру изгибающих моментов от заданной нагрузки и найденной силы x_1 , для чего запишем выражения моментов для участков рамы (рис. 3.5, б):

$$M_{и1} = -x_1z_1; \quad 0 \leq z_1 \leq \frac{1}{2}h_1; \quad M_{и1} = 0; \quad z_1 = 0,5h_1; \quad M_{и1} = -\frac{1}{2}x_0h_1;$$

$$M_{и2} = -x_1\left(\frac{h_1}{2} + z_2\right) + Pz_2; \quad 0 \leq z_2 \leq \frac{1}{2}h_1; \quad z_2 = 0; \quad M_{и2} = -\frac{1}{2}x_1h_1;$$

$$z_2 = \frac{1}{2}h_1; \quad M_{и2} = \left(\frac{1}{2}P - x_1\right)h_1;$$

$$M_{и3} = \left(\frac{1}{2}P - x_1\right)h_1;$$

$$M_{и4} = x_1z_4; \quad 0 \leq z_4 \leq c; \quad z_4 = 0; \quad M_{и4} = 0; \quad z_4 = c; \quad M_{и4} = cx_1;$$

$$M_{и5} = cx_1.$$

Эпюра изгибающих моментов $M_{и}$ приведена на рис. 3.6, а.

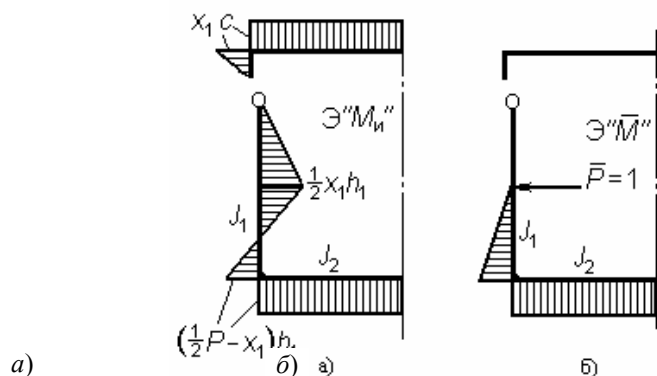


Рис. 3.6 Эпюры моментов

Напряжения в опасном сечении станины валцов определяем по соотношению (3.8).

$$\text{Сечение } A-A: \quad \max \sigma_3^{A-A} = \frac{M_{и5}}{W_3} + \frac{x_1}{F_3} \leq [\sigma]_p, \quad (3.12)$$

где $M_{и5} = x_1 c; [\sigma]_p$ – допускаемое напряжение на изгиб для материала траверсы.

$$\text{Сечение } B-B: \quad \max \sigma_1^{B-B} = \frac{M_{и2 \max}}{W_1} \leq [\sigma]_{и}, \quad (3.13)$$

где $M_{и2 \max} = \frac{1}{2} x_1 h_1; [\sigma]_{и}$ – допускаемое напряжение на изгиб материала стойки.

$$\text{Сечение } B-B: \quad \max \sigma_2^{B-B} = \frac{M_{и3}}{W_2} \leq [\sigma]_{и}, \quad (3.14)$$

где $M_{и2 \max} = \left(\frac{1}{2} P - x_1 \right) h_1$.

Жесткость рамы валцов определяется величиной абсолютного прогиба стойки станины в направлении действия распорного усилия P . Для определения горизонтального перемещения в месте приложения усилия P в основной системе (рис. 3.6, б) прикладываем единичное усилие $\bar{P} = 1$ и строим эпюру единичных изгибающих моментов \bar{M} (рис. 3.6, б), далее перемножаем единичную эпюру моментов \bar{M} на окончательную эпюру моментов $\bar{M}_{и}$ по способу Верещагина [4]:

$$f_p = \frac{(2P - 5x_1)h_1^3}{24EJ_1} + \frac{(1/2 P - x_1)h_1^2 l}{4EJ_2} + \frac{x_1 l}{EF_3} \leq [f], \quad (3.15)$$

где f_p – горизонтальное перемещение стойки рамы в направлении действия силы P ; $[f]$ – допускаемый прогиб стойки станины; $\frac{x_1 l}{EF_3}$ – составляющая перемещения в траверсе от продольной силы X_1 .

На основании полученных результатов для лабораторных валцов проведен расчет со следующими геометрическими, упругими, силовыми параметрами:

$$\begin{aligned} l &= 0,65 \text{ м}; h_1 = 0,200 \text{ м}; H_1 = 0,125 \text{ м}; b_1 = 0,08 \text{ м}; d_1 = 0,060 \text{ м}; \\ H_2 &= 0,055 \text{ м}; b_2 = 0,08 \text{ м}; d_2 = 0,022 \text{ м}; H_3 = 0,08 \text{ м}; b_3 = 0,08; \\ d_3 &= 0,022 \text{ м}; P = 0,4 \cdot 10^5 \text{ Н}; c = 0,0275 \text{ м}; J_1 = 3250 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4; \\ J_2 &= 1110 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4; J_3 = 348 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4; W_1 = 52 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \\ W_2 &= 40,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; W_3 = 87 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; F_1 = 2500 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; F_2 = 2990 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \\ F_3 &= 4640 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Материал станины чугун СЧ 18: $E = 1 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$; $[\sigma]_{и} = 41$ МПа; $[\sigma]_p = 25$ МПа; $[f] = 0,25 \cdot 10^{-3}$ м.

В результате расчетов по формулам (3.12) – (3.15) для станины валцов получим следующие значения усилий, напряжений и прогибов:

$$x_1 = \frac{1}{8} \frac{1110 \cdot 10^{-9} P(0,2)^3 + 12P(200)^2 3250 \cdot 10^{-9} \cdot 0,65}{2 \cdot 1110 \cdot 10^{-9} \cdot (0,2)^3 + 3 \cdot 3250 \cdot 10^{-9} \cdot (0,2)^2 \cdot 0,65} = 0,485 \cdot 10^6 P$$

$$\max \sigma_3^{A-A} = \left(\frac{0,485 P c}{W_3} + \frac{0,485 P}{F_3} \right) \cdot 10^6 = \frac{0,485 \cdot 0,4 \cdot 10^5 \cdot 27,5}{87 \cdot 10^3} \cdot 10^6 +$$

$$+ \frac{0,485 \cdot 0,4 \cdot 10^5}{4640} \cdot 10^6 = (6,2 + 4,15) \cdot 10^6 = 10,35 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 < [\sigma]_p =$$

$$= 25 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

$$\max \sigma_1^{B-B} = \frac{1/2 x_1 h_1}{W_1} = \frac{0,5 \cdot 0,485 \cdot 0,4 \cdot 10^5 \cdot 200}{52 \cdot 10^3} =$$

$$= 37 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 < [\sigma]_{\text{н}} = 41 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

$$\max \sigma_2^{B-B} = \frac{(1/2 P - x_1) h_1}{W_2} = \frac{0,015 \cdot 0,4 \cdot 10^5 \cdot 200}{40,4 \cdot 10^3} = \frac{120 \cdot 10^3}{40,4 \cdot 10^3} =$$

$$= 2,96 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 < [\sigma]_{\text{н}} = 41 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

$$f_p = \frac{(2P - 5x_1) h_1^3}{24 E J_1} + \frac{(0,5P - x_1) h_1^2 l}{4 E J_2} + \frac{x_1 l}{E F_3} =$$

$$= \frac{0,425 \cdot 0,4 \cdot 10^5 \cdot (200)^3}{24 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 3,25 \cdot 10^6} + \frac{0,015 \cdot 0,4 \cdot 10^5 \cdot (200)^2 \cdot 650}{4 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1,11 \cdot 10^6} +$$

$$+ \frac{0,485 \cdot 0,4 \cdot 10^5 \cdot 650}{2 \cdot 10^5 \cdot 4640} = 0,0227 \cdot 10^{-3} \text{ м} < [f] = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Вывод: верхняя траверса и основание станины по напряжениям значительно недогружены, хотя в стойках напряжения в пределах допускаемых. Максимальный прогиб на порядок меньше допускаемого. Это говорит о том, что геометрические размеры станины валцов определяется не жесткостью, а прочностью.

3.3 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ СТАНИНЫ Г-ОБРАЗНОГО КАЛАНДРА (ПРОМЫШЛЕННЫЙ ВАРИАНТ)

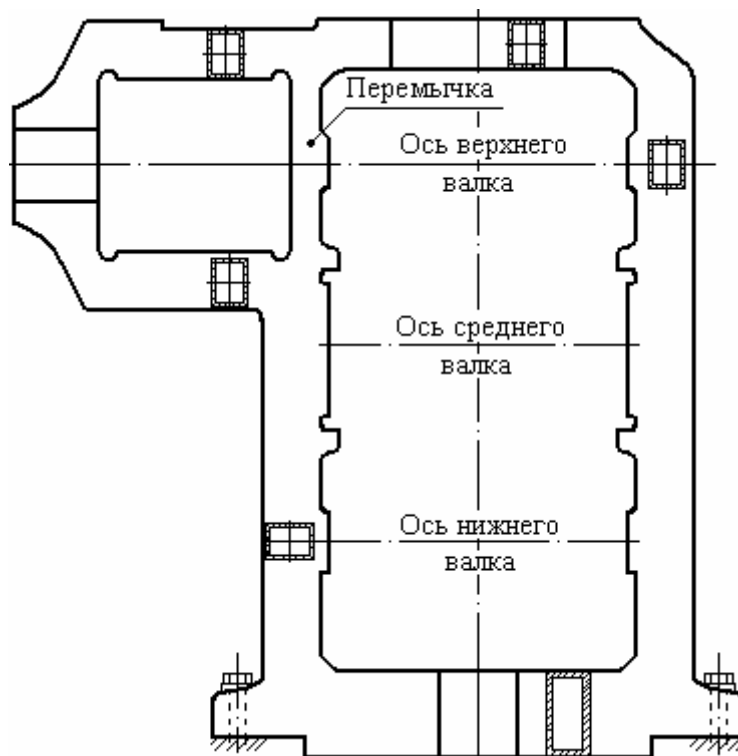


Рис. 3.7 Общий вид станины каландра

Общий вид станины Г-образного каландра приведен на рис. 3.7. Основным критерием работоспособности является прочность и жесткость конструкции, так как повышенные упругие перемещения приводят к изменению технологических параметров получаемой продукции и способствуют возникновению вибрации и шума при работе. Станины каландров для придания жесткости конструкции изготавливаются литыми. Станина крепится к опорной плите шпильками, установленными с зазором и допускающими смещение в горизонтальном направлении.

Схема нагружения станины представлена на рис. 3.8. Распорные усилия от валков, приложенные к стержням рамы, самоуравновешены и опоры станины каландра испытывают только силы тяжести конструкции. Рама станины статически неопределима.

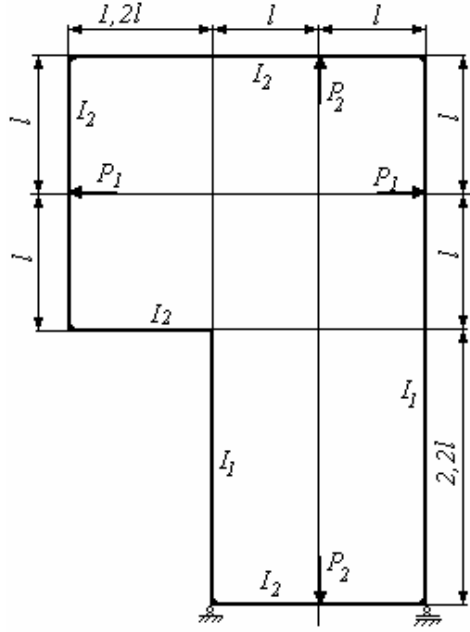


Рис. 3.8 Схема нагружения станины каландра

При выборе расчетной схемы влиянием жесткости перемычки (рис. 3.7), ввиду ее незначительной жесткости на изгиб, можно пренебречь. В дальнейшем будет дана оценка этому допущению. Рама представляет собой трижды статическую неопределимую систему. Для раскрытия статической неопределимости она условно разрезается в одном из сечений и определяются неизвестные усилия в месте разреза с помощью канонических уравнений метода сил. На рис. 3.9 изображена основная расчетная схема рамы.

Система канонических уравнений для рассматриваемой рамы имеет вид (3.1).

Коэффициенты уравнений (3.1) определяются путем перемножения грузовой эпюры изгибающих моментов (рис. 3.12.) и единичных эпюр моментов \bar{M}_i ($i = 1, 2, 3$) (рис. 3.13, а, б, в) и с учетом жесткости участков имеют вид:

$$\begin{aligned} \delta_{11} &= 21,84 \frac{l^3}{EI_2} + 46,17 \frac{l^3}{EI_1}; & \delta_{23} &= \delta_{32} = 4,4 \frac{l^2}{EI_2} + 9,24 \frac{l^2}{EI_1}; \\ \delta_{12} &= \delta_{21} = 9,68 \frac{l^3}{EI_2} + 20,34 \frac{l^3}{EI_1}; & \delta_{22} &= 25,9 \frac{l^3}{EI_2} + 21,5 \frac{l^3}{EI_1}; \\ \delta_{13} &= \delta_{31} = 10,24 \frac{l^2}{EI_2} + 16,08 \frac{l^2}{EI_1}; & \delta_{33} &= 8,4 \frac{l}{EI_2} + 6,4 \frac{l}{EI_1}; \\ \Delta_{1P} &= \frac{9,96P_1 + 2,88P_2}{EI_2} l^3 + \frac{11,77P_1 + 13,45P_2}{EI_1} l^3; \\ \Delta_{2P} &= \frac{9,24P_1 + 1,1P_2}{EI_2} l^3 + \frac{10,58P_1 + 4,62P_2}{EI_1} l^3; \\ \Delta_{3P} &= \frac{5,9P_1 + 1,0P_2}{EI_2} l^2 + \frac{5,12P_1 + 4,2P_2}{EI_1} l^2. \end{aligned}$$

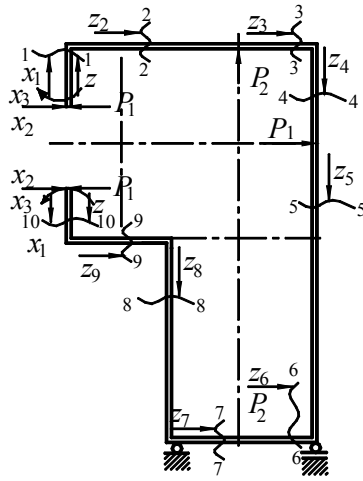


Рис. 3.9 Расчетная схема

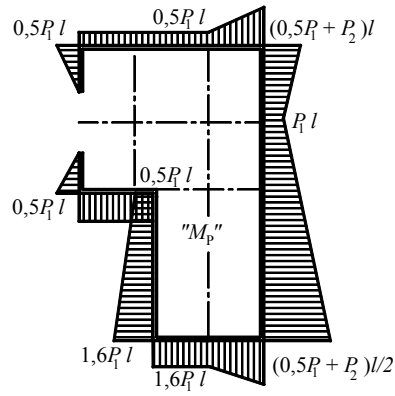


Рис. 3.10 Эпюра моментов от внешних сил

Неизвестные усилия определяются по формулам:

$$x_1 = -\frac{\Delta_{1P}\delta_{22}\delta_{33} + \Delta_{3P}\delta_{12}\delta_{23} + \Delta_{2P}\delta_{13}\delta_{23} - \Delta_{3P}\delta_{22}\delta_{13} - \Delta_{2P}\delta_{12}\delta_{33} - \Delta_{1P}\delta_{23}\delta_{32}}{\delta_{11}\delta_{22}\delta_{33} + \delta_{12}\delta_{23}\delta_{31} + \delta_{13}\delta_{21}\delta_{32} - \delta_{13}\delta_{22}\delta_{31} - \delta_{12}\delta_{21}\delta_{33} - \delta_{11}\delta_{23}\delta_{32}}; \quad (3.16)$$

$$x_2 = -\frac{\Delta_{2P}\delta_{11}\delta_{33} + \Delta_{1P}\delta_{23}\delta_{31} + \Delta_{3P}\delta_{13}\delta_{21} - \Delta_{2P}\delta_{31}\delta_{13} - \Delta_{1P}\delta_{33}\delta_{21} - \Delta_{3P}\delta_{11}\delta_{23}}{\delta_{11}\delta_{22}\delta_{33} + \delta_{12}\delta_{23}\delta_{31} + \delta_{13}\delta_{21}\delta_{32} - \delta_{13}\delta_{22}\delta_{31} - \delta_{12}\delta_{21}\delta_{33} - \delta_{11}\delta_{23}\delta_{32}}; \quad (3.17)$$

$$x_3 = -\frac{\Delta_{3P}\delta_{11}\delta_{22} + \Delta_{2P}\delta_{12}\delta_{31} + \Delta_{1P}\delta_{21}\delta_{31} - \Delta_{1P}\delta_{22}\delta_{31} - \Delta_{3P}\delta_{12}\delta_{21} - \Delta_{2P}\delta_{11}\delta_{32}}{\delta_{11}\delta_{22}\delta_{33} + \delta_{12}\delta_{23}\delta_{31} + \delta_{13}\delta_{21}\delta_{32} - \delta_{13}\delta_{22}\delta_{31} - \delta_{12}\delta_{21}\delta_{33} - \delta_{11}\delta_{23}\delta_{32}}. \quad (3.18)$$

При $P_1 = P_2 = P; I_2 = 0,555I_1$ получаем следующие значения неизвестных усилий: $x_1 = -0,368P$; $x_2 = -0,233P$; $x_3 = -0,235Pl$.

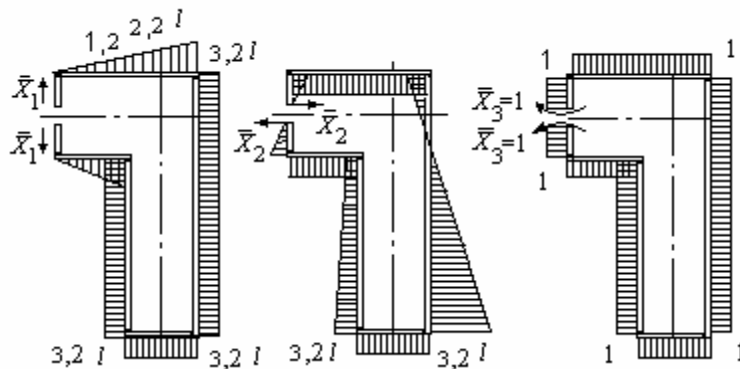
Зная значения для неизвестных усилий в разрезе рамы, записываем выражения для окончательных эпюр изгибающих моментов:

$$M_{н1} = -x_3 + x_2z_1 + \frac{P_1}{2}z_1; \quad z_1 = 0; \quad M_{н1} = -0,235Pl; \quad z_1 = l; \quad M_{н1} = 0,498Pl;$$

$$M_{н2} = -x_3 - x_1z_1 + x_2l + \frac{P_1}{2}l; \quad z_2 = 0; \quad M_{н2} = 0,498Pl; \quad z_2 = 2,2l; \quad M_{н2} = -0,321Pl;$$

$$M_{н3} = -x_3 - x_1(2,2 + z_3) + \left(\frac{P_1}{2} + x_2\right)l; \quad z_3 = 0;$$

$$M_{н3} = -0,31Pl; \quad z_3 = l; \quad M_{н3} = 0,321Pl.$$



а)

б)

в)

Рис. 3.11 Эюры единичных моментов

$$\begin{aligned}
 M_{и4} &= -x_3 - x_1 3,2 + \left(\frac{P_1}{2} + x_2\right)l - \left(\frac{P_1}{2} + x_2\right)z_4 + P_2 l; \\
 z_4 = 0: M_{и4} &= 0,321Pl; z_4 = l: M_{и4} = -0,412Pl. \\
 M_{и5} &= -x_3 - x_1 3,2l - \left(\frac{P_1}{2} + x_2\right)z_5 + P_2 l + P_1 z_5; \\
 z_5 = 0: M_{и5} &= 0,412Pl; z_5 = 3,2l: M_{и5} = 0,442Pl. \\
 M_{и6} &= -x_3 + \left(\frac{P_1}{2} - x_2\right)3,2l - x_1(2,2 + z_6); \\
 z_6 = 0: M_{и6} &= -0,189Pl; z_6 = l: M_{и6} = 0,442Pl. \\
 M_{и7} &= -x_3 + \left(\frac{P_1}{2} - x_2\right)3,2l - x_1(1,2 + z_7); \\
 z_7 = 0: M_{и7} &= 0,177Pl; z_7 = l: M_{и7} = -0,189Pl. \\
 M_{и8} &= -x_3 - x_1 1,2l + \left(\frac{P_1}{2} - x_2\right)(l + z_8); \\
 z_8 = 0: M_{и8} &= -0,410Pl; z_8 = l: M_{и8} = 0,177Pl. \\
 M_{и9} &= -x_3 - x_1 z_9 + \left(\frac{P_1}{2} - x_2\right)l; \\
 z_9 = 0: M_{и9} &= 0,032Pl; z_9 = 1,2l: M_{и9} = -0,410Pl. \\
 M_{и10} &= -x_3 + \left(\frac{P_1}{2} - x_2\right)z_{10}; \\
 z_{10} = 0: M_{и10} &= -0,235Pl; z_{10} = l: M_{и10} = 0,032Pl.
 \end{aligned}$$

Окончательная эюра изгибающих моментов приведена на рис. 3.12.

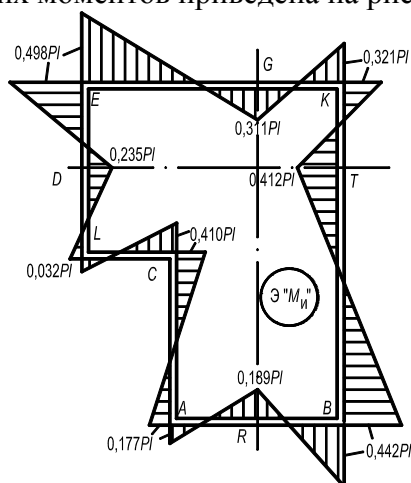


Рис. 3.12 Окончательная эюра моментов

Для проверки правильности построения эюры $M_{и}$ (рис. 3.12) необходимо эту эюру перемножить на одну из единичных эюр моментов (рис. 3.11), например на \bar{M}_3 :

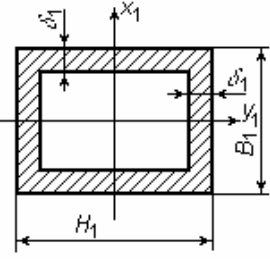
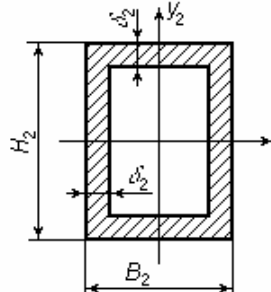
$$\begin{aligned}
 \delta_{M_B \bar{M}_3} &= \frac{Pl^2}{EJ_2} [0,498 \cdot 0,68 + 0,498 \cdot 1,354 + 0,321 \cdot 0,51 + 0,442 \cdot 0,7 + \\
 &+ 0,177 \cdot 0,48 + 0,032 \cdot 0,086 + 0,032 \cdot 0,18 - 0,235 \cdot 0,92 - 0,311 \cdot 0,546 - \\
 &- 0,311 \cdot 0,49 - 0,189 \cdot 0,3 - 0,189 \cdot 0,52 - 0,411 \cdot 1,114 - 0,235 \cdot 0,82] \cdot 1/2 \cdot 1 + \\
 &+ \frac{Pl^2}{EJ_1} [0,177 \cdot 0,66 + 0,442 \cdot 1,66 + 0,321 \cdot 0,438 - 0,410 \cdot 1,54 - 0,412 \cdot 1,54 - \\
 &- 0,453 \cdot 0,562] \cdot 1/2 \cdot 1 = \frac{Pl^2}{EJ_1} [0,259 - 0,269] = 0,01 \cdot \frac{Pl^2}{EJ_1} \approx 0.
 \end{aligned}$$

Процентная ошибка: $\frac{0,01 \cdot 100 \%}{0,259} = 3,7 \% < 5$ – допустимо.

3.3.1 РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ В НАИБОЛЕЕ ОПАСНЫХ СЕЧЕНИЯХ РАМЫ КАЛАНДРА

Конструкция рамы выполнена литой прямоугольного коробчатого сечения. Материал станины: чугун СЧ15, $[\sigma]_{и} = 35 \text{ МПа}$; $[\sigma_p] = 20 \text{ МПа}$ [20]; $P = 10^6 \text{ Н}$; $l = 0,55 \text{ м}$.

3.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СЕЧЕНИЙ УЧАСТКОВ РАМЫ

Горизонтальное (тип 1)	Вертикальное (тип 2)
	
$F_1 = H_1 B_1 - (H_1 - 2\delta_1)(B_1 - 2\delta_1);$ $J_{x_1} = \frac{B_1 H_1^3}{12} - \frac{(B_1 - 2\delta_1)(H_1 - 2\delta_1)^3}{12};$ $W_{x_1} = \frac{2J_{x_1}}{H_1}.$	$F_2 = H_2 B_2 - (H_2 - 2\delta_2)(B_2 - 2\delta_2);$ $J_{x_2} = \frac{B_2 H_2^3}{12} - \frac{(B_2 - 2\delta_2)(H_2 - 2\delta_2)^3}{12};$ $W_{x_2} = \frac{2J_{x_2}}{H_2}.$
При $H_1 = 0,5 \text{ м}$; $B_1 = 0,390 \text{ м}$; $\delta_1 = 0,055 \text{ м}$ имеем: $F_1 = 74,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; $J_{x_1} = 213 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$; $W_{x_1} = 0,852 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3.$	При $H_2 = 0,4 \text{ м}$; $B_2 = 0,29 \text{ м}$; $\delta_1 = 0,05 \text{ м}$ имеем: $F_2 = 63,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; $J_{x_2} = 118,3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$; $W_{x_2} = 0,592 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3.$

Условие прочности для участка (тип 1) рамы запишется

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{и \max}}{W_x} + \frac{N_{\max}}{F} \leq [\sigma], \quad (3.19)$$

где $M_{и \max}$ – наибольший изгибающий момент в опасном сечении участка рамы, Н·м; W_x – момент сопротивления сечения рамы, м^3 ; N_{\max} – нормальная сила на данном участке, Н; F – площадь сечения рамы, м^2 ; $[\sigma] = [\sigma]_{и}$ – допускаемое напряжение изгиба для материала рамы.

Проверяем напряжения в наиболее опасных участках рамы:

а) сечение B правой вертикальной стойки:

$$M_{и \max}^B = 0,442Pl; \quad N = P_2 - x_2 = 0,632P;$$

при $P = 100 \text{ т} = 1000 \text{ кН} = 10^6 \text{ Н}$ и $l = 550 \text{ м}$ имеем:

$$\sigma_{\max}^B = \frac{0,442 \cdot 10^6 \cdot 550}{0,852 \cdot 10^7} + \frac{0,632 \cdot 10^6}{74,8 \cdot 10^3} = 36,98 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 \approx [\sigma]_{и} = 35 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

б) сечение E верхнего горизонтального участка рамы:

$$\sigma_{\max}^E = \frac{0,498 \cdot 10^6 \cdot 550}{0,592 \cdot 10^7} + \frac{0,733 \cdot 10^6}{63,8 \cdot 10^3} = 57,9 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 > [\sigma]_{и} = 35 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

Вывод: Верхний горизонтальный участок рамы в сечении E не удовлетворяет условию прочности, необходимо увеличить толщину δ_2 коробчатого прямоугольного сечения.

Принимаем $\delta_2 = 0,055 \text{ мм}$ (как для стоек):

$$W_{x_2} = \frac{2J_{x_2}}{H_2}; \quad J_{x_2} = \frac{B_2 H_2^3}{12} - \frac{(B_2 - 2\delta_2)(H_2 - 2\delta_2)^3}{12} = \frac{0,29 \cdot 0,4^3}{12} - \frac{0,28 \cdot 0,38^3}{12} = 0,269 \cdot 10^4 \text{ м};$$

$$W_{X_2} = \frac{2 \cdot 269 \cdot 10^4}{0,4} = 1,345 \cdot 10^4 \text{ м}^3; F_2 = 0,4 \cdot 0,29 - 0,39 \cdot 0,28 = 75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$\sigma_{\max}^E = \left(\frac{0,498 \cdot 10^6 \cdot 0,55}{1,34 \cdot 10^4} + \frac{0,733}{75 \cdot 10^{-3}} \right) \cdot 10^6 = 30,2 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 < [\sigma]_{\text{н}} = 35 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

Прочность рамы обеспечена.

3.3.2 Расчет рамы каландра на жесткость

Определим взаимное (относительное) перемещение сечений рамы в местах установки горизонтальных и вертикальных валков, для чего в сечениях $D-T$ и $G-R$ основной системы (рис. 3.9) прикладываем попарно единичные силы $\bar{P}_{\text{гор}} = 1$ и $\bar{P}_{\text{верт}} = 1$, строим от них единичные эпюры моментов $\bar{M}_{\bar{P}_{\text{гор}}}$, $\bar{M}_{\bar{P}_{\text{верт}}}$ (рис. 3.13, а, б) и перемножаем на окончательную эпюру изгибающих моментов (рис. 3.10).

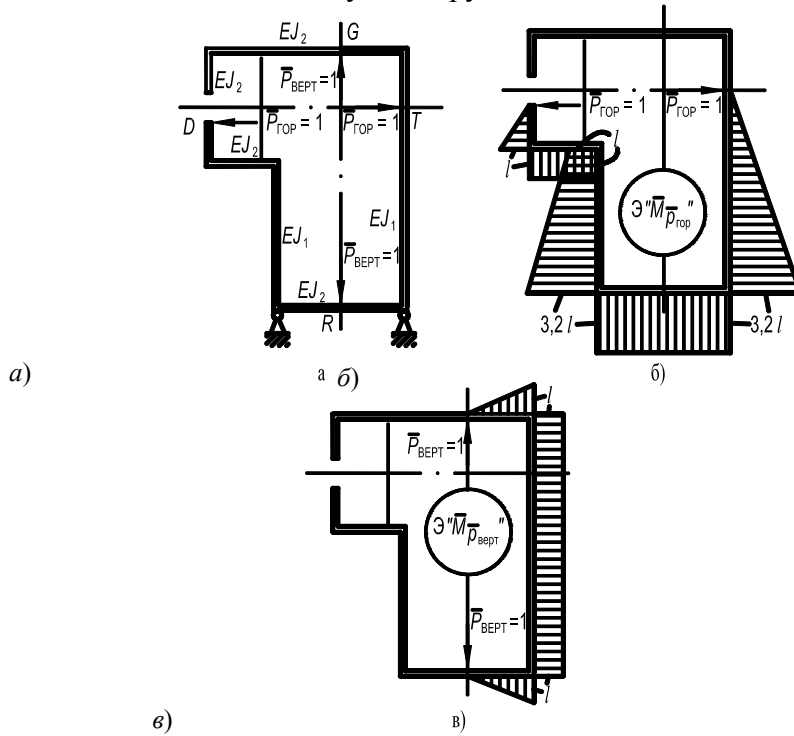


Рис. 3.13 Единичные эпюры моментов для определения перемещений

Относительное горизонтальное перемещение сечений D и T :

$$\Delta_{\text{гор}}^{D-T} = \frac{1}{EJ_2} \left[-1/2 \cdot 0,235Pl \cdot 0,82l \cdot 2/3 \cdot 0,82l + 1/2 \cdot 0,032Pl \cdot 0,18l \times \right.$$

$$\times (0,82 + 2/3 \cdot 0,18)l + 1/2 \cdot 0,032 \cdot 0,086Pl^2l - 1/2 \cdot 0,41 \cdot 1,114lPl^2 +$$

$$\left. + \frac{-0,189 + 0,177}{2} Pl^2 \cdot 3,2l + \frac{-0,189 + 0,442}{2} Pl^2 \cdot 3,2l \right] + \frac{1}{EJ_1} \left[-1/2 \cdot 0,41 \times \right.$$

$$\times 1,54Pl^2(1/3 \cdot 1,54l + l) + 1/2 \cdot 0,177Pl \cdot 0,66l \cdot (l + 1,98l) - 1/2 \cdot 0,412 \times$$

$$\times Pl \cdot 1,54l \cdot 1/3 \cdot 1,54l + 1/2 \cdot 0,442Pl \cdot 1,66l \cdot (1,54l + 2/3 \cdot 1,66l) \left. \right] =$$

$$= \frac{-0,1088Pl^3}{EJ_2} + \frac{0,507Pl^3}{EJ_1} = 0,313 \frac{Pl^3}{EJ_1}.$$

При $P = 10^6 \text{ Н}$; $l = 0,555 \text{ м}$; $E = 1,3 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $J_1 = 213 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$

$$\Delta_{\text{гор}}^{D-T} = 0,111 \cdot 10^{-3} \text{ м} < [\Delta] = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Относительные вертикальные перемещения сечений G и R :

$$\Delta_{\text{верт}}^{G-R} = \frac{1}{EJ_2} [-0,311Pl \cdot l \cdot 1/2l + 1/2 \cdot 0,632Pl \cdot 2/3l - 0,191Pl \cdot l \cdot 1/2l +$$

$$+ 1/2 \cdot 0,632Pl \cdot l \cdot 2/3l] + \frac{1}{EJ_1} [0,321Pl \cdot l \cdot l - 1/2 \cdot 0,733Pl \cdot l \cdot l - 0,412Pl \times$$

$$\times 3,2l \cdot l + 1/2 \cdot 0,854Pl \cdot 3,2l \cdot l] = \left(\frac{0,1703}{EJ_2} + \frac{0,005}{EJ_1} \right) Pl^3 = \frac{0,308Pl^3}{EJ_1};$$

при $J_1 = 1,8J_2$

$$\Delta_{\text{верт}}^{G-R} = \frac{0,308 \cdot 10^6 \cdot 555^3}{1,3 \cdot 10^5 \cdot 213 \cdot 10^7} = 0,189 \cdot 10^{-3} \text{ м} < [\Delta] = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Жесткость рамы обеспечена.

3.3.3 РАСЧЕТ РАМЫ Г-ОБРАЗНОГО КАЛАНДРА С УЧЕТОМ ПЕРЕМЫЧКИ

Кратко изложим методику расчета рамы каландра с учетом перемычки (рис. 3.9). Ввиду малой жесткости сечения перемычки будем считать ее работающей только на растяжение и дадим оценку влияния перемычки на общее напряженное состояние рамы. Расчетная схема рамы с учетом перемычки показана на рис. 3.14, а, а ее основная система изображена на рис. 3.14, б.

Данная рама четырежды статически неопределима. Наряду с неизвестными усилиями в месте разреза x_1, x_2, x_3 возникает неизвестное растягивающее усилие x_4 в месте соединения перемычки с рамой (рис. 3.13, б).

Канонические уравнения для определения неизвестных усилий запишутся:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11}x_1 + \delta_{12}x_2 + \delta_{13}x_3 + \delta_{14}x_4 + \Delta_{1P} &= 0; \\ \delta_{21}x_1 + \delta_{22}x_2 + \delta_{23}x_3 + \delta_{24}x_4 + \Delta_{2P} &= 0; \\ \delta_{31}x_1 + \delta_{32}x_2 + \delta_{33}x_3 + \delta_{34}x_4 + \Delta_{3P} &= 0; \\ \delta_{41}x_1 + \delta_{42}x_2 + \delta_{43}x_3 + \delta_{44}x_4 + \Delta_{4P} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3.20)$$

Методика определения коэффициентов канонических уравнений такая же, как и в пп. 3.3.1. Приведем недостающие выражения коэффициентов, вызванных действием единичной силы $\bar{x}_4 = 1$. Эпюра единичных моментов приведена на рис. 3.13, в.

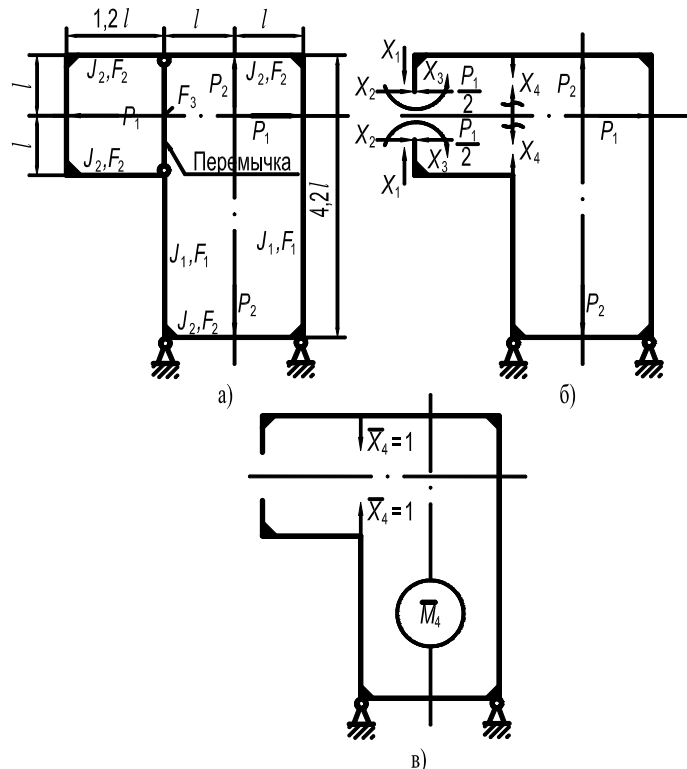


Рис. 3.14 Схема нагружения рамы и ее основная система

$$\delta_{44} = \frac{16l^3}{3EJ_2} + \frac{16,8l^3}{EJ_1}; \quad \delta_{41} = \delta_{14} = -\frac{10,13l^3}{EJ_2} - \frac{26,9l^3}{EJ_1};$$

$$\delta_{42} = \delta_{24} = -\frac{4,4l^3}{EJ_2} - \frac{9,24l^3}{EJ_1}; \quad \delta_{43} = \delta_{34} = -\frac{4l^2}{EJ_2} - \frac{8,4l^3}{EJ_1};$$

$$\Delta_{4P} = -\frac{1}{EJ_2} [4,2P_1l^3 + 1,66P_2l^3] - \frac{1}{EJ_1} [5,62P_1l^3 + 8,4P_2l^3]$$

Подставляя значения ранее найденных коэффициентов (пп. 3.3) и полученных в систему уравнений, находим значения неизвестных усилий при $P_1 = P_2 = P$:

$$x_1 = 0,247P; \quad x_2 = 0,245P; \quad x_3 = 0,292P; \quad x_4 = 0,176P.$$

Окончательная эпюра изгибающих моментов с учетом перемычки в раме показана на рис. 3.15.

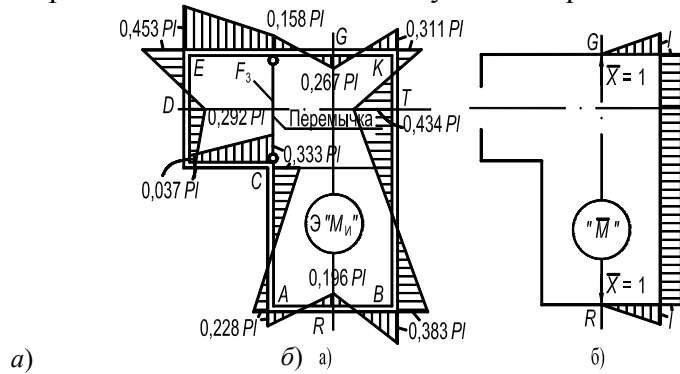


Рис. 3.15 Окончательная эпюра изгибающих моментов с учетом перемычки

Сравнивая эпюры изгибающих моментов, полученных без учета перемычки (рис. 3.12) и с учетом перемычки (рис. 3.15), приходим к выводу, что наличие перемычки в какой-то мере снижает значения изгибающих моментов в раме, но не значительно. По максимальным моментам это составляет

$$\frac{0,498Pl - 0,434Pl}{0,498Pl} \cdot 100 \% = 13 \%$$

Посмотрим, как отразится перемещение в раме с учетом перемычки. Перемножая эпюры M_n на \bar{M} (рис. 3.15), получим взаимное удаление сечений G и R рамы:

$$\Delta_{\text{верт}}^{G-R} = \frac{1}{EJ_2} \left[\frac{-0,267 + 0,311}{2} Pl \cdot l \cdot 0,11l + \frac{-0,196 + 0,383}{2} Pl \cdot l \cdot 0,19l \right] +$$

$$+ \frac{1}{EJ_1} \left[\frac{0,311 - 0,434}{2} Pl \cdot l \cdot l + \frac{-0,434 + 0,383}{2} Pl \cdot l \cdot 3,2l \right] =$$

$$= \frac{1}{EJ_2} [0,00248Pl^3 + 0,0177Pl^3] + \frac{1}{EJ_1} [-0,0615Pl^3 - 0,0805Pl^3] =$$

$$= 0,163 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Перемычка дает уменьшение прогиба на

$$\frac{0,189 - 0,163}{0,189} \cdot 100 \% \approx 14 \%$$

Вывод: при расчете на прочность и жесткость рамы каландра учет перемычки дает возможность снизить напряжение на 13 %, а максимальный прогиб на 14 % по сравнению с рамой без учета перемычки, однако трудоемкость вычислений значительно увеличивается.

Поэтому при расчете станины Г-образного каландра в качестве расчетной схемы можно принять раму без учета перемычки.

3.4 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ ВАЛКОВ ВАЛЬЦЕВ И КАЛАНДРОВ

При работе валок вальцев и каландров подвергается воздействию распределенной нагрузки от собственной массы и распорных усилий в зазоре, крутящего момента при передаче вращения от электродвигателя. Для определения напряжений от изгиба и кручения, а также стрелы прогиба валка, необходимой для компенсации прогиба, рассчитывают моменты инерции и моменты сопротивления различных сечений валков. В валках, применяемых в современных валковых машинах, различают четыре основных вида поперечных сечений, которые приведены на рис. 3.16.

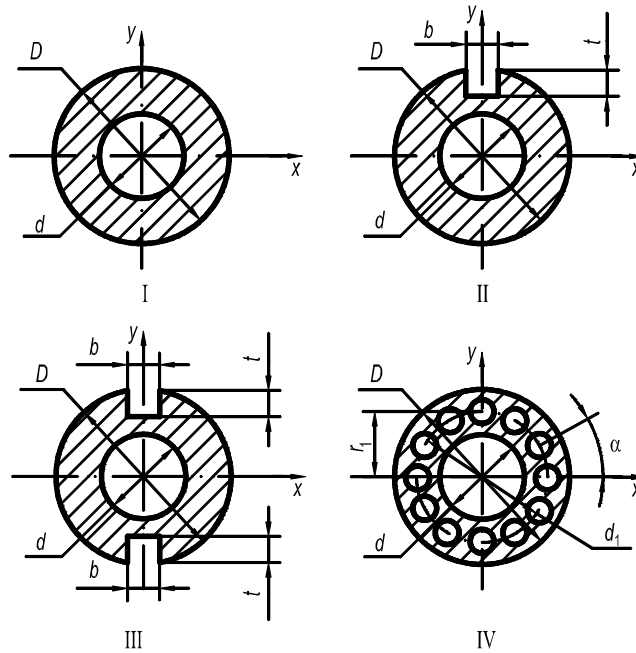


Рис. 3.16 Поперечные сечения валков

Сечение I характерно для бочки валка с центральной полостью и для цапф валка в местах установки подшипников. Сечения II, III характерны для бочки валка с периферийными сверлениями [17]. Для определения геометрических характеристик валков, изображенных на рис. 3.16, используются следующие формулы [18]:

Сечение I:

$$J_x = \frac{\pi d^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]; \quad W_x = \frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right].$$

Сечение II:

$$J_x = \frac{\pi d^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \frac{bt(D-t)^2}{4};$$

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \frac{bt(D-t)^2}{2D}.$$

Сечение III:

$$J_x = \frac{\pi d^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \frac{bt(D-t)^2}{2};$$

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \frac{bt(D-t)^2}{D}.$$

Сечение IV:

$$J_x = \frac{\pi d^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \sum_{n=1}^K \left[\frac{\pi d_1^4}{64} + (r_1 |\sin(n-1)\alpha|)^2 \frac{\pi d_1^2}{4} \right];$$

$$W_x = \frac{2J_x}{D},$$

где $\alpha = \frac{360^\circ}{K}$; K – количество периферийных отверстий; d_1 – диаметр канала для подвода теплоносителя.

Общий вид валка показан на рис. 3.17, а. Он представляет собой балку кольцевого сечения со ступенчато изменяющейся жесткостью по длине. Валок симметричен относительно левой и правой опор. На консолях валка установлены шестерни, передающие крутящий момент, причем правая шестерня D_2

Рис. 3.17 Валок и его расчетные схемы

д)

с)

жс)

д)

з)

и)

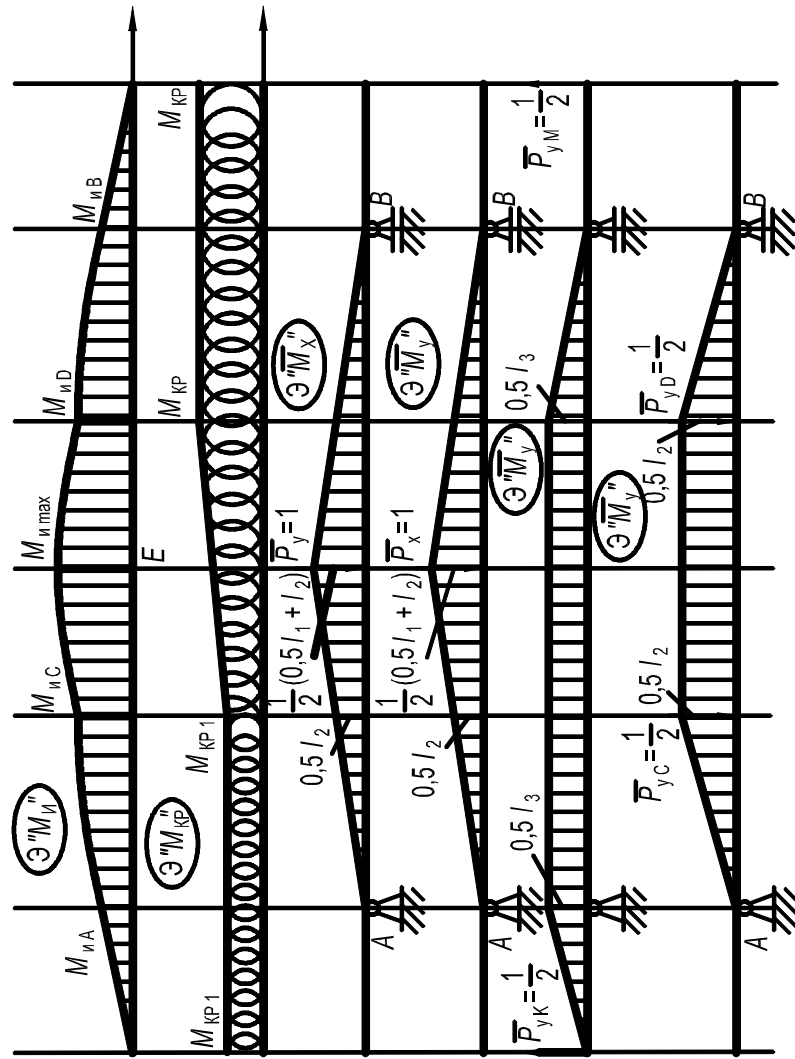
ж)

к)

з)

и)

к)



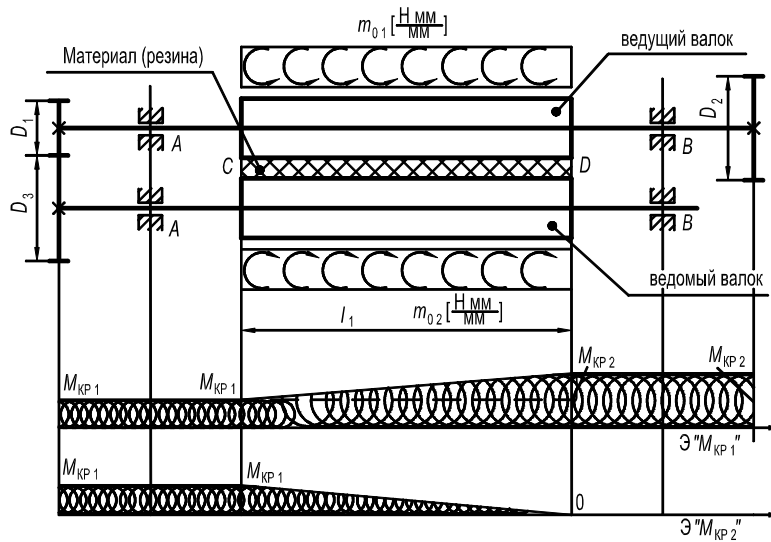


Рис. 3.18 Схема передачи крутящего момента между валками

где m_{01} , m_{02} – распределенные (погонные) крутящие моменты (Н·м/м) от сдвиговых усилий при деформации материала в зазоре между валками (рис. 3.18).

Сосредоточенные крутящие моменты на валках запишутся:

$$M_{кp1} = m_{01}l_1; \quad M_{кp2} = m_{02}l_2. \quad (3.22)$$

Крутящие моменты на валках соотносятся как диаметры зубчатых колес, передающих вращение с вала 1 на валок 2:

$$\frac{M_{кp1}}{M_{кp2}} = \frac{D_2}{D_3}, \quad (3.23)$$

где D_2 , D_3 – диаметры делительных окружностей шестерней D_2 и D_3 .

Помимо крутящего момента валок испытывает действие распределенной весовой нагрузки q_G от массы вала и распределенного распорного усилия q_P , возникающего при переработке материала. Полагая, что усилия q_G и q_P действуют в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 3.17, б). На шестернях D_1 и D_2 возникают соответственно радиальные R_1 , R_2 и окружные P_1 , P_2 усилия, величины которых определяются по следующим формулам:

$$P_2 = \frac{2M_{кp2}}{D_2}; \quad P_1 = \frac{2M_{кp1}}{D_1}; \quad R_2 = P_2 \operatorname{tg} 20^\circ; \quad R_1 = P_1 \operatorname{tg} 20^\circ.$$

Расчетная схема вала вместе с действующими распределенными и сосредоточенными нагрузками показана на рис. 3.17, б.

3.4.1 Определение реакций в плоскости действия весовой нагрузки q_G (пл. yOz)

$$\sum M_A = 0; \quad V_B(2l_2 + l_1) - q_G l_1 \left(\frac{l_1}{2} + l_2 \right) + R_1 l_3 - R_2(l_1 + 2l_2 + l_3) = 0;$$

$$V_B = \frac{q_G l_1 (0,5l_1 + l_2) - R_1 l_3 + R_2(l_1 + 2l_2 + l_3)}{(2l_2 + l_1)};$$

$$\sum M_B = 0; \quad q_G l_1 \left(\frac{l_1}{2} + l_2 \right) - R_2 l_3 + R_1(l_1 + 2l_2 + l_3) - V_A(2l_2 + l_1) = 0;$$

$$V_A = \frac{q_G l_1 (0,5l_1 + l_2) - R_2 l_3 + R_1(l_1 + 2l_2 + l_3)}{(2l_2 + l_1)}.$$

Проверка: $\sum Y = 0; \quad -R_1 - R_2 - q_G l_1 + V_A + V_B = 0.$

3.4.2 Определение реакций в плоскости действия распорного усилия q_P (пл. xOz)

$$\sum M_A = 0; H_B = \frac{q_P l_1 (0,5l_1 + l_2) + P_2 (l_1 + 2l_2 + l_3) - P_1 l_3}{(2l_2 + l_1)};$$

$$\sum M_B = 0; H_A = \frac{q_P l_1 (0,5l_1 + l_2) + P_1 (l_1 + 2l_2 + l_3) - P_2 l_3}{(2l_2 + l_1)}.$$

Проверка: $\sum X = 0; -P_1 - P_2 - q_P l_1 + H_A + H_B \equiv 0$.

3.4.3 Построение эпюры изгибающих моментов от вертикальных сил (пл. yOz)

$$M_{x_A} = -R_1 l_3; M_{x_C} = -R_1 (l_2 + l_3) + V_A l_2; M_{x_3} = -R_1 (l_2 + l_3 + z_3) + V_A (l_2 + z_3) - q_G \frac{z_3^2}{2};$$

при $z_{03} = \frac{-R_1 + V_A}{q_G}$ имеем

$$M_{x_{\max E}} = -R_1 \left(l_2 + l_3 + \frac{V_A - R_1}{q_G} \right) + V_A \left(l_2 + \frac{V_A - R_1}{q_G} \right) - q_G \left(\frac{V_A - R_1}{q_G} \right)^2 \cdot \frac{1}{2};$$

$$M_{x_B} = -R_2 l_3; M_{x_D} = -R_2 (l_2 + l_3) + V_B l_2.$$

Эпюра M_x приведена на рис. 3.17, в.

3.4.4 Построение эпюры изгибающих моментов M_y от горизонтальных сил (пл. xOz)

$$M_{y_A} = -P_1 l_3; M_{y_C} = -P_1 (l_2 + l_3) + H_A l_2; M_{y_3} = -P_1 (l_2 + l_3 + z_3) + H_A (l_2 + z_3) - q_P \frac{z_3^2}{2};$$

при $z_{01} = \frac{H_A - P_1}{q_P}$ имеем

$$M_{y_{\max E}} = -P_1 \left(l_2 + l_3 + \frac{H_A - P_1}{q_P} \right) + H_A \left(l_2 + \frac{H_A - P_1}{q_P} \right) - q_P \left(\frac{H_A - P_1}{q_P} \right)^2 \cdot \frac{1}{2};$$

$$M_{y_B} = -P_2 l_3; M_{y_D} = -P_2 (l_2 + l_3) + H_B l_2$$

Эпюра M_y приведена на рис. 3.19, з.

3.4.5 Построение суммарной эпюры изгибающих моментов M_{Π}

Эпюра строится по формуле $M_{\Pi} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$. (3.24)

$$M_{\Pi_A} = \sqrt{M_{x_A}^2 + M_{y_A}^2}; M_{\Pi_C} = \sqrt{M_{x_C}^2 + M_{y_C}^2}; M_{\Pi_B} = \sqrt{M_{x_B}^2 + M_{y_B}^2};$$

$$M_{\Pi_{E_{\max}}} = \sqrt{M_{x_{\max E}}^2 + M_{y_{\max E}}^2}; M_{\Pi_D} = \sqrt{M_{x_D}^2 + M_{y_D}^2}.$$

Суммарная эпюра изгибающих моментов M_{Π} показана на рис. 3.17, д.

3.4.6 Построение эпюры крутящих моментов $M_{кр}$

$$M_{крB} = M_{кр}; M_{крD} = M_{кр}; M_{крE} = \frac{M_{кр} + M_{кр1}}{2}; M_{крC} = M_{крA} = M_{кр1}.$$

Эпюра крутящих моментов приведена на рис. 3.19, е.

3.4.7 Расчет на прочность сечения валка

Наиболее опасным сечением валка является сечение, примерно, в средней его части, точке Е. Сечение валка испытывает сложное (плоское) напряженное состояние. Условие прочности по третьей теории прочности запишется [22]:

$$\sigma_{\ominus} = \frac{\sqrt{M_{\Pi}^2 + M_{кр}^2}}{W_0} \leq [\sigma], \quad (3.25)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на изгиб при симметричном цикле изгиба для материала валка; W_0 – осевой момент сопротивления среднего сечения валка; τ – касательное напряжение в сечении валка от крутящего момента: $\tau = \frac{M_{крE}}{2W_0}$; $M_{кр}$ – крутящий момент в среднем сечении валка: $M_{крE}$.

3.4.8 Расчет на жесткость валка

Будем считать, что максимальный прогиб валка возникает в его среднем сечении, т.е. при $z = \frac{l_1}{2}$.

Прогиб определяем энергетическим методом [22]. Жесткость валка по участкам l_1, l_2, l_3 изменяется по ступенчатому закону:

$$f_{\max} = \sum \frac{1}{E_i J_i} (\omega_i h_i), \quad (3.26)$$

где f_{\max} – максимальный (суммарный) прогиб валка

$$f_{\max} = \sqrt{f_x^2 + f_y^2} \leq [f]; \quad (3.27)$$

ω_i – площадь эпюры изгибающих моментов на i -ом участке; h_i – ордината единичной эпюры \bar{M} моментов, взятая под центром тяжести грузовой эпюры M_{wi} на i -ом участке; $E_i J_i$ – жесткость валка на i -ом участке; $[f] = 0,25 \cdot 10^{-3}$ м – допускаемый прогиб валка.

Для определения прогиба в среднем сечении валка прикладываем в этом сечении единичные силы $\bar{P}_y = 1$ и $\bar{P}_x = 1$ и строим от них единичные эпюры моментов $\bar{M}_{yE}; \bar{M}_{xE}$ (рис. 3.17, ж, з) и перемножаем каждую из них в отдельности на соответствующую грузовую эпюру моментов M_x и M_y (рис. 3.19, в, г) по способу Верещагина (3.26).

Для удобства перемножения эпюр M_x и M_y на единичные эпюры $\bar{M}_{yE}; \bar{M}_{xE}$ необходимо эпюры M_x и M_y расчленим на данном участке по формулам пп. 3.4.3, 3.4.4.

Приведем окончательные выражения максимальных прогибов валка соответственно в двух плоскостях:

$$\begin{aligned} f_{x\max} = & \frac{1}{EJ_1} \left\{ (H_A + H_B) \left[\frac{1}{2} l_2 l_1 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{8} l_1 \right) + \frac{1}{8} l_1^2 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{6} l_1 \right) \right] - (P_1 + P_2) \times \right. \\ & \times \left[(l_2 + l_3) \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{8} l_1 \right) \frac{1}{2} l_1 - \frac{1}{8} l_1^2 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{6} l_1 \right) \right] - \frac{1}{24} q_P l_1^3 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{3}{16} l_1 \right) \left. \right\} + \frac{1}{EJ_2} \times \\ & \times \left[(H_A + H_B) \frac{1}{6} l_2^3 - (P_1 + P_2) \left(\frac{1}{4} l_2^2 l_3 + \frac{1}{6} l_2^3 \right) \right]; \\ f_{y\max} = & \frac{1}{EJ_1} \left\{ (V_A + V_B) \left[\frac{1}{2} l_2 l_1 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{8} l_1 \right) + \frac{1}{8} l_1^2 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{6} l_1 \right) \right] - (R_1 + R_2) \times \right. \\ & \times \left[(l_2 + l_3) \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{8} l_1 \right) \frac{1}{2} l_1 - \frac{1}{8} l_1^2 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{6} l_1 \right) \right] - \frac{1}{24} q_G l_1^3 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{3}{16} l_1 \right) \left. \right\} + \frac{1}{EJ_2} \times \\ & \times \left[(V_A + V_B) \frac{1}{6} l_2^3 - (R_1 + R_2) \left(\frac{1}{4} l_2^2 l_3 + \frac{1}{6} l_2^3 \right) \right]. \quad (3.28) \end{aligned}$$

Аналогичным образом определяются прогибы валка в сечениях C и K . Эпюры единичных моментов \bar{M}_C и \bar{M}_K приведены на рис. 3.17, и, к.

Формулы прогибов для этих сечений имеют вид:

$$\begin{aligned} f_{xK} = & \frac{1}{EJ_2} \left[- (P_1 + P_2) (l_2 + l_3) 0,25 l_1 l_3 + 0,5 (P_1 + P_2) 0,125 l_1^2 l_3 + \right. \\ & + 0,5 (H_A + H_B) 0,25 l_1 l_2 l_3 \left. \right] + \frac{1}{EJ_1} \left[- \frac{1}{2} (P_1 + P_2) (l_2 + l_3) 0,25 l_1 l_3 + \right. \\ & + 0,5 (P_1 + P_2) 0,125 l_1^2 l_3 + 0,5 (H_A + H_B) 0,25 l_1 l_2 l_3 + \frac{1}{2} (H_A + H_B) \times \\ & \times 0,125 l_1 l_2 l_3 - \frac{1}{48} q_P l_1^3 l_3 \left. \right] + \frac{1}{EJ_3} \left[- \frac{1}{2} (P_1 + P_2) \frac{1}{3} l_3^2 \right]; \quad (3.30) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
f_{yK} = & \frac{1}{EJ_2} \left[-(R_1 + R_2)l_2 0,5l_3 - \frac{1}{2}(R_1 + R_2)0,5l_3l_2 + \right. \\
& \left. + \frac{1}{2}(V_A + V_B)l_2 0,5l_3 \right] + \frac{1}{EJ_1} \left[-(R_1 + R_2)(l_2 + l_3)0,25l_1l_3 + \right. \\
& \left. + 0,5(R_1 + R_2)0,125l_1^2l_3 + 0,5(V_A + V_B)0,25l_1l_2l_3 + \frac{1}{2}(V_A + V_B) \times \right. \\
& \left. \times 0,125l_1l_2l_3 - \frac{1}{48}q_Gl_1^3l_3 \right] + \frac{1}{EJ_3} \left[-\frac{1}{2}(R_1 + R_2)\frac{1}{3}l_3^3 \right]; \quad (3.31)
\end{aligned}$$

$$f_k = \sqrt{f_{xK}^2 + f_{yK}^2} \leq [f].$$

$$\begin{aligned}
f_{xC} = & \frac{1}{EJ_1} \left[-(P_1 + P_2)(l_2 + l_3)0,25l_1l_2 + \frac{1}{2}(P_1 + P_2)0,125l_1^2l_2 + \right. \\
& \left. + \frac{1}{2}(H_A + H_B)0,25l_1l_2^2 + \frac{1}{2}(H_A + H_B)0,125l_1l_2^2 - \frac{1}{48}q_Pl_1^3l_3 \right] + \quad (3.32) \\
& \left. + \frac{1}{EJ_2} \left[-(P_1 + P_2)l_3 0,25l_2^2 - \frac{1}{6}(P_1 + P_2)l_2^2l_3 + \frac{1}{6}(H_A + H_B)l_2^3 \right]; \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
f_{yC} = & \frac{1}{EJ_1} \left[-(R_1 + R_2)(l_2 + l_3)0,25l_1l_2 + \frac{1}{2}(R_1 + R_2)0,125l_1^2l_2 + \right. \\
& \left. + \frac{1}{2}(V_A + V_B)0,25l_1l_2^2 + \frac{1}{2}(V_A + V_B)0,125l_1l_2^2 - \frac{1}{48}q_Gl_1^3l_3 \right] + \quad (3.33) \\
& \left. + \frac{1}{EJ_2} \left[-(R_1 + R_2)l_3 0,25l_2^2 - \frac{1}{6}(P_1 + P_2)l_2^2l_3 + \frac{1}{6}(V_A + V_B)l_2^3 \right]; \right. \\
f_C = & \sqrt{f_{xC}^2 + f_{yC}^2} \leq [f].
\end{aligned}$$

3.4.9 ПРИМЕР РАСЧЕТА ВАЛКА ВАЛЬЦЕВ (ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА)

Исходные данные: $D = d_1 = 0,16$ м; $d_2 = 0,095$ м; $d_3 = 0,080$ м; $d_0 = d = 0,040$ м; $l_1 = 0,32$ м; $l_2 = 0,11$ м; $l_3 = 0,115$ м; материал валка сталь 40X; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$; $[\sigma]_{\text{н}} = 150$ МПа [21]; максимальное распорное усилие на валок $2P = 80$ кН = $8 \cdot 10^4$ Н, что соответствует распределенному усилию по длине рабочей части валка

$$q_P = \frac{2P}{l_1} = \frac{8 \cdot 10^4}{0,32} = 250 \cdot 10^3 \text{ Н/м};$$

плотность материала валка $\gamma = 7,85 \cdot 10^4$ (Н/м³); $M_{\text{кр}} = 1580$ Н·м.

Вычисляем вес валка без учета его цапф:

$$G_1 = \left(\frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_0^2}{4} \right) l_0 \gamma = 7,85 \cdot 10^4 \cdot (256 - 16) \cdot 10^{-4} \cdot 0,32 = 600 \text{ Н}.$$

Вычисляем вес цапфы валка:

$$G_2 = \left(\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_0^2}{4} \right) l_2 \gamma = 7,85 \cdot 10^4 \cdot (70 - 16) \cdot 10^{-4} \cdot 0,11 = 46 \text{ Н}.$$

Распределенная нагрузка от веса валка составит: $q_G = \frac{G}{l_1} + 2 \frac{G_2}{l_2} = \frac{600}{0,32} + 2 \frac{46}{0,11} \approx 2700$ Н/м. Так как распределенная нагрузка $q_G = 1,56$ Н/мм составляет примерно 1 % от распорной распределенной нагрузки $q_P = 250$ Н/мм, то при расчетах ее не учитывают и в формулах принимают $q_G = 0$. Суммарный крутящий момент $M_{\text{кр}}$ привода равен сумме крутящих моментов на ведущем и ведомом валке:

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{кр}1} + M_{\text{кр}2},$$

где $M_{\text{кр}1} = m_{01}l_1$; $M_{\text{кр}2} = m_{02}l_2$. Здесь m_{01} и m_{02} – погонные крутящие моменты от сдвиговых усилий при деформации материала между ведущим и ведомым валками.

Крутящие моменты на валках соотносятся как диаметры зубчатых колес D_1 и D_3 :

$$\frac{M_{\text{кр}1}}{M_{\text{кр}2}} = \frac{D_1}{D_3} = \frac{150}{130} = 1,15 \text{ (коэффициент фрикции)},$$

где $D_1 = 150$ мм, $D_3 = 130$ мм – диаметры ведущего и ведомого валков.

Тогда, $M_{кр1} = 0,535M_{кр}$; $M_{кр2} = 0,465M_{кр}$.

Определим силы, действующие в зацеплении зубчатых колес D_1 и D_2 ведущего валка:

$$P_1 = \frac{2M_{кр2}}{D_1} = \frac{2 \cdot 0,465 \cdot 1580 \cdot 10^3}{150} = 9800 \text{ Н}; R_1 = P_1 \operatorname{tg} 20^\circ = 3560 \text{ Н};$$

$$P_2 = \frac{2M_{кр}}{D_2} = \frac{2 \cdot 1580 \cdot 10^3}{500} = 6340 \text{ Н}; R_2 = P_2 \operatorname{tg} 20^\circ = 2300 \text{ Н}.$$

Определяем реакции в опорах ведущего валка от вертикальных и горизонтальных сил:

$$V_A = 3800 \text{ Н}; V_B = 2060 \text{ Н}; H_A = 51000 \text{ Н}; H_B = 45200 \text{ Н}.$$

Определяем изгибающие и крутящие моменты в сечениях A , C , E :

$$M_{XA} = -R_1 l_3 = -4,1 \cdot 10^2 \text{ Н}\cdot\text{м}; M_{YA} = -P_1 l_3 = -11,25 \cdot 10^2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{XC} = -R_1(l_2 + l_3) + V_A l_2 = -3,83 \cdot 10^2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{YC} = -P_1(l_2 + l_3) + H_A l_2 = 34 \cdot 10^2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{XE} = -R_1(l_2 + l_3 + 0,5l_1) + V_A(l_2 + 0,5l_1) = -3,5 \cdot 10^2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{YE} = -P_1 \left(l_2 + l_3 + \frac{H_A - P_1}{q_P} \right) + H_A \left(l_2 + \frac{H_A - P_1}{q_P} \right) - q_P \frac{1}{2} \left(\frac{H_A - P_1}{q_P} \right)^2 =$$

$$= 68,5 \cdot 10^2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Суммарные изгибающие моменты в сечениях:

$$M_{UA} = \sqrt{M_{XA}^2 + M_{YA}^2} = \sqrt{(4,1 \cdot 10^5)^2 + (11,25 \cdot 10^5)^2} = 11,9 \cdot 10^2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{UC} = \sqrt{M_{XC}^2 + M_{YC}^2} = \sqrt{(3,83 \cdot 10^5)^2 + (34 \cdot 10^5)^2} = 36,2 \cdot 10^2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{UE} = \sqrt{M_{XE}^2 + M_{YE}^2} = \sqrt{(3,5 \cdot 10^5)^2 + (68,5 \cdot 10^5)^2} = 68,55 \cdot 10^2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Крутящие моменты в сечениях:

$$M_{крA} = 0,465M_{кр} = 7,35 \cdot 10^2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{крC} = 0,465M_{кр} = 7,35 \cdot 10^2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{крE} \approx \frac{M_{кр} + M_{кр2}}{2} = 11,65 \cdot 10^2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Осевые и полярные моменты сопротивления сечений:

$$W_0^A = 5,12 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3; W_0^C = 8,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3; W_0^E = 40 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$W_p^A = 10,24 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3; W_p^C = 17 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3; W_p^E = 80 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

Эквивалентные напряжения по третьей теории прочности:

$$\sigma_3^A = \frac{\sqrt{M_{UA}^2 + M_{крA}^2}}{W_0^A} = \frac{\sqrt{(11,9 \cdot 10^5)^2 + (7,35 \cdot 10^5)^2}}{5,12 \cdot 10^4} = 27,2 \text{ МПа} < [\sigma];$$

$$\sigma_3^C = \frac{\sqrt{M_{UC}^2 + M_{крC}^2}}{W_0^C} = \frac{\sqrt{(36,2 \cdot 10^5)^2 + (7,35 \cdot 10^5)^2}}{8,5 \cdot 10^4} = 43,5 \text{ МПа} < [\sigma];$$

$$\sigma_3^E = \frac{\sqrt{M_{UE}^2 + M_{крE}^2}}{W_0^E} = \frac{\sqrt{(68,5 \cdot 10^5)^2 + (11,6 \cdot 10^5)^2}}{40 \cdot 10^4} = 17 \text{ МПа} < [\sigma].$$

Здесь $[\sigma] = 150$ МПа.

Условие прочности сечений валка удовлетворяется.

3.4.10 Пример расчета на прочность и жесткость валка каландра промышленный вариант

Исходные данные: $D = d_1 = 0,61$ м; $d_2 = 0,43$ м; $d_3 = 0,36$ м; $d_0 = d = 0,15$ м; $l_1 = 1,71$ м; $l_2 = 0,27$ м; $l_3 = 0,445$ м.

Материал валка чугун СЧ-15: $[\sigma]_н = 35$ МПа; $[\sigma]_п = 20$ МПа.

Максимальное распорное усилие на валке $P_1 = 2P = 75 \cdot 10^4$ Н.

Масса валка $G = 4810$ кг.

Модуль упругости материала валка $E = 1,3 \cdot 10^5$ МПа.

Коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$.

Мощность привода для вращения двух валков определим по формуле [7]

$$N = \frac{P_1 v (1 + f)}{D^* \sqrt{\frac{R}{h_k}}}, \text{ Вт},$$

где P_1 – распорное усилие на валок; v – окружная скорость медленно вращающегося валка, м/мин; $D^* = 10750$ – коэффициент, выбирается по [7, табл. 6]; $f = 1,17$ – фрикция; $R = 0,305$ м – радиус валка; $h_k = 0,002$ м – величина межвалкового зазора.

$$v = \omega R = 60 \frac{\pi n}{30} R \approx 0,1 \cdot 35 \cdot 0,305 \cdot 60 = 63,9 \text{ м/мин.}$$

$$N_T = \frac{75 \cdot 10^4 \cdot 63,9 \cdot (1 + 1,17)}{10750 \cdot \sqrt{\frac{305}{2}}} = 78,5 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 78,5 \text{ кВт.}$$

С учетом КПД привода ($\eta = 0,85$) получим

$$N = \frac{N_T}{\eta} = \frac{78,5}{0,85} = 92,5 \text{ кВт.}$$

Схема сил, действующих на валок каландра, представлена на рис. 3.19.

Полагаем, что силы в зацеплении зубчатых колес действуют в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Для определения сил F_ϕ и F_n в зацеплении необходимо вычислить моменты, приложенные со стороны привода и со стороны фрикционной шестерни.

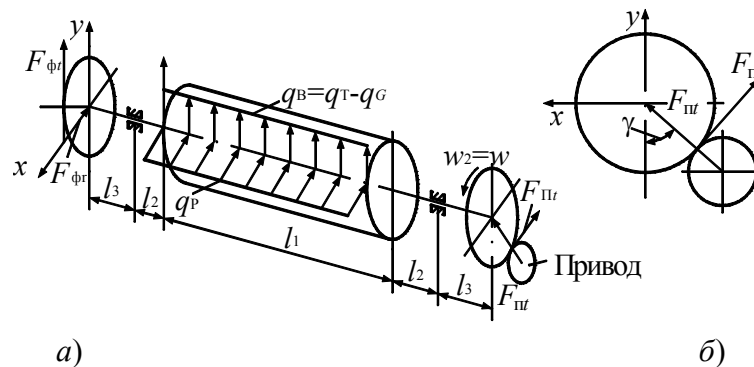


Рис. 3.19 Схема сил, действующих на валок

Момент со стороны привода

$$M_n = \frac{N}{\omega_2} = \frac{92,5 \cdot 10^3}{\frac{\pi n}{30}} \approx \frac{92,5 \cdot 10^3 \cdot 30}{3,14 \cdot 35} = 25,3 \cdot 10^3 \text{ Н·м.}$$

Момент привода распределяется на два валка. Принимаем окружные усилия сопротивления T обрабатываемой смеси на заднем валке равным окружному усилию на переднем, т.е. моменты вращения заднего и переднего валков одинаковы, $M_1 = M_2 = M_C$:

$$N = M_1 \omega_1 + M_2 \omega_2 = M_C \omega_2 (1 + f),$$

следовательно: $M_C = \frac{N}{\omega_2 (1 + f)} = \frac{92,5}{3,5(1 + 1,17)} = 11,65 \cdot 10^3 \text{ Н·м.}$

Тогда окружное усилие сопротивления обрабатываемой смеси определяется

$$T = \frac{M_C}{R} = \frac{11,65 \cdot 10^3}{0,305} = 38 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Окружные усилия на приводной шестерне

$$F_{nr} = \frac{M_n}{R_{шн}} = \frac{25,3 \cdot 10^3}{0,6} = 42 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

где $R_{шн} = 0,6$ м – радиус шестерни приводной.

Радиальные усилия на приводной шестерне:

$$F_{nr} = F_{nr} \operatorname{tg} \alpha = 42 \cdot 10^3 \cdot 0,365 = 15,4 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления зуба шестерни.

Окружные усилия на фрикционной шестерне валка

$$F_{\phi t} = \frac{M_C}{r_1},$$

где r_1 и r_2 – радиусы фрикционных шестерен переднего и заднего валков:

$$\frac{r_2}{r_1} = f = 1,17.$$

Расстояние между осями переднего и заднего валов при межвалковом зазоре $h_k = 2$ мм:

$$A = D + h_k = 610 + 2 = 612 \text{ мм} = 0,612 \text{ м};$$

$$A = r_1 + r_2, \quad A = r_1(1 + f);$$

$$r_1 = \frac{A}{1 + f} = \frac{612}{1 + 1,17} = 282 \text{ мм} = 0,282 \text{ м};$$

$$F_{\phi t} = \frac{M_C}{r_1} = \frac{11,65 \cdot 10^3}{0,282} = 41,4 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Радиальное усилие на фрикционной шестерне

$$F_{\phi r} = F_{\phi t} \operatorname{tg} 20^\circ = 41,4 \cdot 10^3 \cdot 0,065 = 15,1 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Распределенная нагрузка от распорного усилия

$$q_P = \frac{P_1}{l_1} = \frac{75 \cdot 10^4}{1,71} = 440 \text{ кН/м}.$$

Распределенная нагрузка q_b от массы валка и силы сопротивления T (полагаем, что силы сопротивления, и силы веса направлены в одну сторону, вниз)

$$q_b = -q_G - q_T = -\frac{48100}{1710} - \frac{38 \cdot 10^3}{1710} = -28000 - 22000 = -50 \text{ кН/м}.$$

В случае несовпадения q_G и q_T , т.е.

$$q_b = -q_G + q_T = -28000 + 22000 = 6 \text{ кН/м},$$

значением этой нагрузки при расчетах можно пренебречь, так как она составляет $\frac{6}{440} \cdot 100 \% = 1,35 \% < 5 \%.$

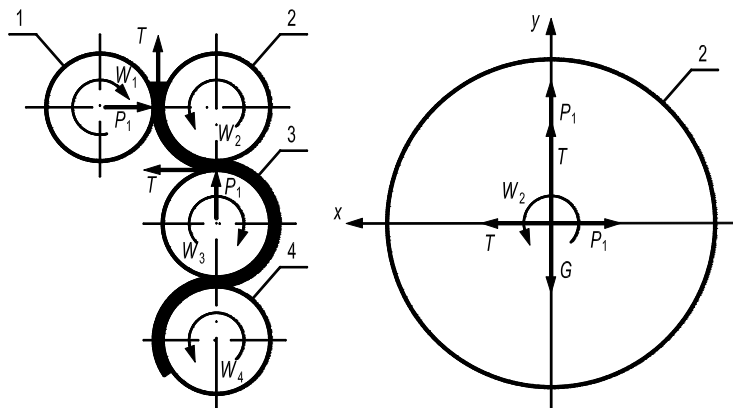
Крутящий момент на фрикционной шестерне определяется:

$$M_\phi = M_n - M_c = 25,3 \cdot 10^3 - 11,65 \cdot 10^3 = 13,65 \cdot 10^3 \text{ Н·м}.$$

Чтобы воспользоваться расчетными формулами, полученными в п.п. 6, для нагрузок, действующих на валках каландра, примем следующие обозначения (согласно рис. 3.16, б): $P_1 = F_{\phi r} = 15,1 \cdot 10^3 \text{ Н};$

$$R_1 = -F_{\phi t} = -41,4 \cdot 10^3 \text{ Н}; \quad P_2 = -F_{nr} = -15,4 \cdot 10^3 \text{ Н}; \quad R_2 = -F_{nr} = -4,2 \cdot 10^3 \text{ Н}; \quad q_X = q_P = 412 \text{ кН/м}; \quad q_Y = q_G = 432 \text{ кН/м}.$$

Как видно из рис. 3.19, наиболее нагруженным валком Г-образного каландра является валок 2 (приводной валок). На бочку валка (рис. 3.20, б) помимо его массы G , действуют распорные и касательные усилия со стороны соседних валков: $P_X = T - P_1; \quad P_Y = P_1 + T - G.$



а)

б)

Рис. 3.20 Схема действия сил между валками каландра

Распределенные нагрузки по длине валка от горизонтальных и вертикальных сил запишутся:

$$q_P = q_X = \frac{P_X}{l_1} = \frac{T - P}{l_1} = \frac{3,8 \cdot 10^4 - 75 \cdot 10^4}{1710} = -412 \text{ кН/м};$$

$$q_G = q_Y = \frac{P_Y}{l_1} = \frac{P_1 + T - G}{l_1} = \frac{75 \cdot 10^4 + 3,8 \cdot 10^4 - 4,8 \cdot 10^4}{1,71} = 432 \text{ кН/м}.$$

Общий вид и расчетная схема наиболее нагруженного валка каландра вместе с действующими распределенными и сосредоточенными нагрузками показаны на рис. 3.21, а, б).

Определение реакций в плоскости yOz :

$$\sum M_{xA} = 0: V_B = \frac{q_G l_1 (0,5 l_1 + l_2) + R_2 (l_1 + 2 l_2 + l_3) - R_1 l_3}{(2 l_2 + l_1)};$$

$$V_B = \frac{432 \cdot 1710 \cdot (0,5 \cdot 1710 + 270) - 42 \cdot 10^3 (1710 + 540 + 445) + 41,4 \cdot 10^3 \cdot 445}{(540 + 1710)} \quad V_B = 3,27 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

$$\sum M_{xB} = 0: V_A = \frac{q_G l_1 (0,5 l_1 + l_2) + R_1 (l_1 + 2 l_2 + l_3) - R_2 l_3}{(2 l_2 + l_1)};$$

$$V_A = \frac{432 \cdot 1710 (0,5 \cdot 1710 + 270) - 41,4 \cdot 10^3 (1710 + 540 + 445) + 42 \cdot 10^3 \cdot 445}{(540 + 1710)}, \quad V_A = 3,28 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum Y = 0: -R_1 - R_2 - q_G l_1 + V_A + V_B = 0;$

$$1,4 \cdot 10^3 + 42 \cdot 10^3 - 738,72 \cdot 10^3 + 328 \cdot 10^3 + 327 \cdot 10^3 = 0; \quad 0 = 0.$$

Определение реакций в плоскости xOz :

$$\sum M_{yA} = 0: H_B = \frac{q_P l_1 (0,5 l_1 + l_2) + P_2 (l_1 + 2 l_2 + l_3) - P_1 l_3}{(2 l_2 + l_1)};$$

$$H_B = \frac{412 \cdot 1710 (0,5 \cdot 1710 + 270) - 15,4 \cdot 10^3 (1710 + 540 + 445) + 15,4 \cdot 10^3 \cdot 445}{(540 + 1710)}, \quad H_B = 3,31 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

$$\sum M_{yB} = 0: H_A = \frac{q_P l_1 (0,5 l_1 + l_2) + P_1 (l_3 + l_1 + 2 l_2) - P_2 l_3}{(2 l_2 + l_3)};$$

$$H_A = \frac{412 \cdot 1710 (0,5 \cdot 1710 + 270) + 15,1 \cdot 10^3 (1710 + 540 + 445) + 15,4 \cdot 10^3 \cdot 445}{(540 + 1710)}, \quad H_A = 3,73 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

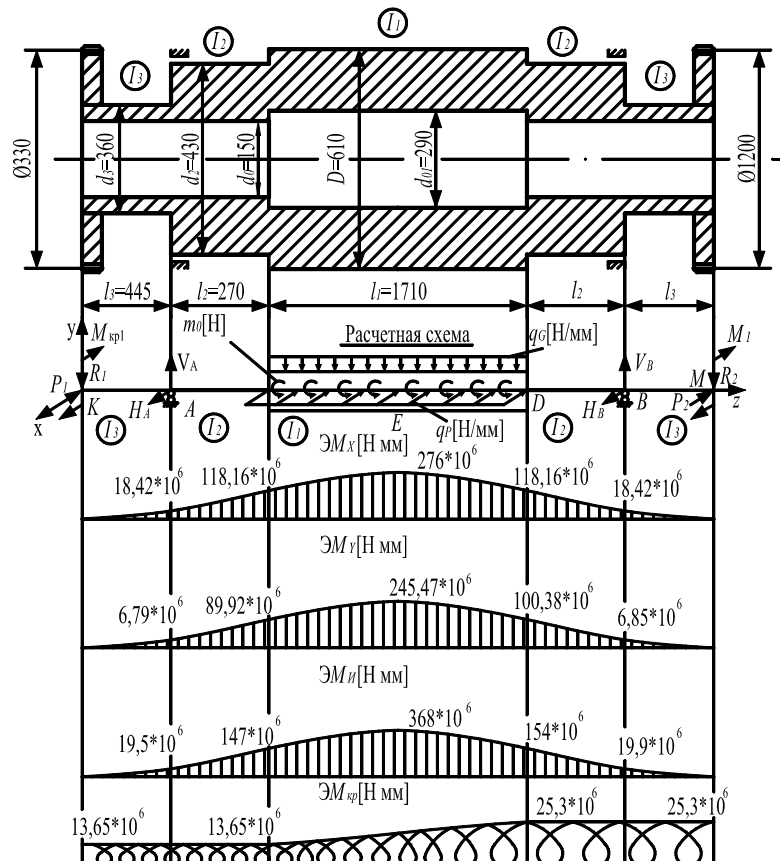


Рис. 3.21 Расчетная схема валка Г-образного каландра и эпюры напряжений

Проверка: $\sum X = 0: -P_1 - P_2 - q_P l_1 + H_A + H_B = 0;$

$$-15,1 \cdot 10^3 + 15,4 \cdot 10^3 - 704,52 \cdot 10^3 + 331 \cdot 10^3 + 373 \cdot 10^3 = 0; 0 \equiv 0.$$

Построение эпюры изгибающих моментов от вертикальных сил (пл. yOz):

$$M_{XA} = -R_1 l_3 = 41,4 \cdot 10^3 \cdot 445 = 18,42 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{XC} = -R_1(l_2 + l_3) + V_A l_Z = 41,4 \cdot 10^3 \cdot 715 + 3,28 \cdot 10^5 \cdot 270 = 118,16 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{XC-D} = -R_1(l_2 + l_3 + Z_3) + V_A(l_2 + Z_3) - q_G \frac{Z_3^2}{2};$$

при $Z_{03} = \frac{-R_1 + V_A}{q_G} = \frac{41,4 \cdot 10^3 + 328 \cdot 10^3}{432} = 0,855 \text{ м};$

$$M_{X(C-D)\max} = 41,4 \cdot 10^3 + 328 \cdot 10^3 \cdot 1125 - 432 \cdot \frac{855^2}{2} = 276 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_{XB} = -R_2 l_3 = 42 \cdot 10^3 \cdot 445 = 18,69 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{XD} = -R_2(l_2 + l_3) + V_B l_2 = 42 \cdot 10^3 \cdot 715 + 327 \cdot 10^3 \cdot 270 = 118,16 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Построение эпюры изгибающих моментов от горизонтальных сил (пл. xOz):

$$M_{YA} = -P_1 l_3 = -15,1 \cdot 10^3 \cdot 445 = -6,719 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_{YC} = -P_1(l_2 + l_3) + H_A l_2 = -15,1 \cdot 10^3 \cdot 715 + 373 \cdot 10^3 \cdot 270 = 89,92 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{YC-D} = -P_1(l_2 + l_3 + Z_3) + H_A(l_2 + Z_3) - q_P \frac{Z_3^2}{2};$$

при $Z_0 = \frac{H_A - P_1}{q_P} = \frac{373 \cdot 10^3 - 15,1 \cdot 10^3}{412} = 0,868 \text{ м};$

$$M_{Y(C-D)\max} = -15,1 \cdot 10^3 \cdot 1583 + 373 \cdot 10^3 \cdot 1138 - 412 \cdot \frac{868^2}{2} = 245,47 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{YB} = -P_2 l_3 = 15,4 \cdot 10^3 \cdot 445 = 6,85 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{YD} = -P_2(l_2 + l_3) + H_B l_2 = 15,4 \cdot 10^3 \cdot 715 + 331 \cdot 10^3 \cdot 270 = 100,38 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Построение эпюры крутящих моментов $M_{кр}$:

$$M_{крK-C} = M_{кр1} = M_{\phi} = 13,65 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{крC-D} = M_{кр1} + m_0 Z; 0 \leq Z \leq l_1 = 1,71 \text{ м};$$

$$Z = 0: M_{крC} = 13,65 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$Z = 1710: M_{крD} = 13,65 \cdot 10^3 + 11,65 \cdot 10^3 = 25,3 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

где $m_0 = \frac{M_C}{l_1} = \frac{11,65 \cdot 10^6}{1,71} = 6810 \text{ кН/м};$

$$M_{крD-M} = M_{кр1} + m_0 l_1 = 25,3 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Построение суммарной эпюры изгибающих моментов:

$$M_{и} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2};$$

$$M_{иA} = \sqrt{(18,42 \cdot 10^6)^2 + (-6,719 \cdot 10^6)^2} = 19,5 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{иC} = \sqrt{(118,16 \cdot 10^6)^2 + (89,92 \cdot 10^6)^2} = 147 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{и\max} \approx \sqrt{(276 \cdot 10^6)^2 + (245,47 \cdot 10^6)^2} = 368 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{иB} = \sqrt{(18,69 \cdot 10^6)^2 + (6,85 \cdot 10^6)^2} = 19,9 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{иD} = \sqrt{(118,16 \cdot 10^6)^2 + (100,38 \cdot 10^6)^2} = 154 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Осевые и полярные моменты инерции сопротивления сечений валка:

$$I_1 = \frac{\pi D^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d_{01}}{D} \right)^4 \right] = \frac{3,14 \cdot 610^4}{64} \left[1 - \left(\frac{295}{610} \right)^4 \right] = 65 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

$$I_2 = \frac{\pi d_2^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_2} \right)^4 \right] = \frac{3,14 \cdot 430^4}{64} \left[1 - \left(\frac{150}{430} \right)^4 \right] = 16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

$$I_3 = \frac{\pi d_3^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_3} \right)^4 \right] - \frac{bt(d_3 - t)^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 360^4}{64} \left[1 - \left(\frac{150}{360} \right)^4 \right] - \frac{32 \cdot 11(360 - 10)^2}{4} = 8,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

$$W_{01} = 10,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; W_{02} = 3,72 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; W_{03} = 2,26 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3;$$

$$W_{P1} = 21,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; W_{P2} = 7,44 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; W_{P3} = 4,52 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Проверим условие прочности наиболее опасных сечений участков валка по третьей теории прочности:

$$\sigma_3^{III} = \frac{\sqrt{M_{и}^2 + M_{кр}^2}}{W_0} \leq [\sigma],$$

где $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение для материала валка чугун СЧ 15 при пульсирующем цикле.

$$\sigma_3^B = \frac{\sqrt{M_{иB}^2 + M_{крB}^2}}{W_{03}} = \frac{\sqrt{(19,9 \cdot 10^6)^2 + (25,3 \cdot 10^6)^2}}{2,26 \cdot 10^6} = \frac{32,1 \cdot 10^6}{2,26 \cdot 10^6} =$$

$$= 14,2 \text{ МПа} \leq [\sigma];$$

$$\sigma_3^D = \frac{\sqrt{M_{иD}^2 + M_{крD}^2}}{W_{02}} = \frac{\sqrt{(154 \cdot 10^6)^2 + (25,3 \cdot 10^6)^2}}{3,72 \cdot 10^6} = \frac{158,5 \cdot 10^6}{3,72 \cdot 10^6} =$$

$$= 42,8 \text{ МПа} \leq [\sigma];$$

$$\sigma_3^E = \frac{\sqrt{M_{иE}^2 + M_{крE}^2}}{W_{03}} = \frac{\sqrt{(368 \cdot 10^6)^2 + (19,475 \cdot 10^6)^2}}{10,7 \cdot 10^6} = \frac{368 \cdot 10^6}{10,7 \cdot 10^6} =$$

$$= 34,4 \text{ МПа} \leq [\sigma].$$

Перенапряжение в сечении D составляет

$$\frac{42,8 - 40}{42,8} 100 \% = 6,55 \%$$

Проверяем валок на жесткость. Условие жесткости имеет вид

$$f_{\max E} = \sqrt{f_{XE}^2 + f_{YE}^2} \leq [f],$$

где $[f] = 0,25 \text{ мм}$ – допускаемый прогиб бочки валка.

$$f_{X \max} = \frac{1}{EI_1} \left\{ (H_A + H_B) \left[\frac{1}{2} l_1 l_2 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{8} l_1 \right) + \frac{1}{8} l_1^2 \left(0,5 l_2 + \frac{1}{6} l_1 \right) \right] - (P_1 + P_2) \times \right. \\ \left. \times \left[(l_2 + l_3) \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{8} l_1 \right) \frac{1}{2} l_1 - \frac{1}{8} l_1^2 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{6} l_1 \right) \right] - \frac{1}{24} q_P l_1^3 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{3}{16} l_1 \right) \right\} + \\ + \frac{1}{EI_2} \left[(H_A + H_B) \frac{1}{6} l_2^3 - (P_1 + P_2) \left(\frac{1}{4} l_2^2 l_3 + \frac{1}{6} l_2^3 \right) \right] = \frac{1}{1,3 \cdot 10^5 \cdot 65 \cdot 10^8} \times \\ \times \left\{ (3,73 \cdot 10^5 + 3,31 \cdot 10^5) \left[\frac{1}{2} \cdot 1710 \cdot 270 \left(\frac{1}{2} \cdot 270 + \frac{1}{8} \cdot 1710 \right) + \frac{1}{8} \cdot 1710^2 \times \right. \right.$$

$$\begin{aligned} & \times \left(0,5 \cdot 270 + \frac{1}{6} \cdot 1710 \right) \Big] - (15,1 \cdot 10^3 - 15,4 \cdot 10^3) \times \\ & \times \left[(270 + 445) \left(\frac{1}{2} \cdot 270 + \frac{1}{8} \cdot 1710 \right) \times \frac{1}{2} \cdot 1710 - \frac{1}{8} \cdot 1710^2 \left(\frac{1}{2} \cdot 270 + \frac{1}{6} \cdot 1710 \right) \right] \times \\ & \times \frac{1}{2} \cdot 1710 - \frac{1}{8} \cdot 1710^2 \left(\frac{1}{2} \cdot 270 + \frac{1}{6} \cdot 1710 \right) \Big] - \frac{1}{24} \cdot 412 \cdot 1710^3 \times \\ & \times \left(\frac{1}{2} \cdot 270 + \frac{3}{16} \cdot 1710 \right) \Big] + \frac{1}{1,3 \cdot 10^5 \cdot 16 \cdot 10^8} \left[(3,73 \cdot 10^5 + 3,31 \cdot 10^5) \frac{1}{6} 270^3 - \right. \\ & \left. - (15,1 \cdot 10^3 - 15,4 \cdot 10^3) \left(\frac{1}{4} 270^2 \cdot 445 + \frac{1}{6} 270^3 \right) \right] = 0,150 + 0,011 = \\ & = 0,161 \text{ мм} = 0,161 \cdot 10^{-3} \text{ м.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f_{Y \max} &= \frac{1}{EI_1} \left\{ (V_A + V_B) \left[\frac{1}{2} l_2 l_1 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{8} l_1 \right) + \frac{1}{8} l_1^2 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{6} l_1 \right) \right] - (R_1 + R_2) \times \right. \\ & \times \left[(l_2 + l_3) \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{8} l_1 \right) \frac{1}{2} l_1 - \frac{1}{8} l_1^2 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{1}{6} l_1 \right) \right] - \frac{1}{24} q_G l_1^3 \left(\frac{1}{2} l_2 + \frac{3}{16} l_1 \right) \Big\} + \\ & + \frac{1}{EI_2} \left[(V_A + V_B) \frac{1}{6} l_2^3 - (R_1 + R_2) \left(\frac{1}{4} l_2^2 l_3 + \frac{1}{6} l_2^3 \right) \right] = \frac{1}{84,5 \cdot 10^{13}} \left\{ 3,28 \cdot 10^5 + \right. \\ & \left. + 3,27 \cdot 10^5 \right\} 2,338 \cdot 10^8 - (41,4 \cdot 10^3 - 42 \cdot 10^3) 0,897 \cdot 10^3 - 90 \cdot 10^9 \cdot 445,62 \Big\} + \\ & + \frac{1}{20,8 \cdot 10^{13}} \left[(3,28 \cdot 10^5 + 3,27 \cdot 10^5) \cdot 3,28 \cdot 10^6 - (-41,4 \cdot 10^3 - 42 \cdot 10^3) \times \right. \\ & \left. \times 11,38 \cdot 10^6 \right] = 0,138 + 0,015 = 0,152 \text{ мм} = 0,152 \cdot 10^{-3} \text{ м;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f_{\max E} &= \sqrt{f_{x \max E}^2 + f_{y \max E}^2} = 10^{-3} \cdot \sqrt{0,161^2 + 0,152^2} = 0,221 \cdot 10^{-3} < [f] = \\ & = 0,25 \cdot 10^{-3}. \end{aligned}$$

Определим прогиб бочки валка на краю, в т. С:

$$\begin{aligned} f_{XC} &= \frac{1}{EI_1} \left[- (P_1 + P_2) (l_2 + l_3) 0,25 l_1 l_2 + 0,5 (P_1 + P_2) 0,125 l_1^2 l_2 + \right. \\ & \left. + 0,5 (H_A + H_B) 0,25 l_2^2 l_1 + \frac{1}{2} (H_A + H_B) 0,125 l_2^2 l_1 - \frac{1}{48} q_P l_1^3 l_2 \right] + \\ & + \frac{1}{EI_2} \left[- (P_1 + P_2) l_3 \frac{1}{4} l_2^2 - \frac{1}{6} (P_1 + P_2) l_2^2 l_3 + \frac{1}{6} (H_A + H_B) l_2^3 \right] = \\ & = \frac{1}{84,5 \cdot 10^{13}} \left[- (15,1 \cdot 10^3 - 15,4 \cdot 10^3) 715 \cdot \frac{1}{4} \cdot 1710 \cdot 270 + \frac{1}{2} \times \right. \\ & \times (15,1 \cdot 10^3 - 15,4 \cdot 10^3) \frac{1}{8} \cdot 1710^2 \cdot 270 + 0,5 (3,73 \cdot 10^5 + 3,31 \cdot 10^5) \times \\ & \quad \times \frac{1}{8} 270^2 \cdot 1710 - \frac{1}{48} 412 \cdot 1710^3 \cdot 270 \Big] + \frac{1}{20,8 \cdot 10^{13}} \left[- (-0,3 \cdot 10^3) 445 \cdot \frac{1}{4} \times \right. \\ & \left. \times 270^2 - \frac{1}{6} (-0,3 \cdot 10^3) 270^2 \cdot 445 + \frac{1}{6} (3,73 \cdot 10^5 + 3,71 \cdot 10^5) 270^3 \right] = \\ & = 0,0057 + 0,0011 = 0,0068 \text{ мм} = 0,0068 \cdot 10^{-3}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f_{YC} &= \frac{1}{EI_1} \left[- (R_1 + R_2) (l_2 + l_3) 0,5 l_1 0,5 l_2 + 0,5 (R_1 + R_2) 0,125 l_1 l_1 l_2 + \right. \\ & \left. + 0,5 (V_A + V_B) l_2^2 0,25 l_1 + \frac{1}{2} (V_A + V_B) 0,125 l_2^2 l_1 - \frac{1}{48} q_G l_1^3 l_2 \right] + \\ & + \frac{1}{EI_2} \left[- (R_1 + R_2) \frac{1}{4} l_3 l_2^2 - \frac{1}{2} (R_1 + R_2) \frac{1}{3} l_2^2 l_3 + \frac{1}{6} l_2^3 (V_A + V_B) \right] = \\ & = \frac{1}{84,5 \cdot 10^{13}} \left[- (-41,4 \cdot 10^3 - 42 \cdot 10^3) \cdot 82,5 \cdot 10^6 + (-83,4 \cdot 10^3) \cdot 49,34 \cdot 10^6 + \right. \end{aligned}$$

$$+ (3,28 \cdot 10^5 - 3,27 \cdot 10^5) \cdot 15,58 \cdot 10^6 + (3,28 \cdot 10^5 + 3,27 \cdot 10^5) \cdot 7,79 \cdot 10^6 - \\ - 1,214 \cdot 10^{13} \Big] + \frac{1}{20,8 \cdot 10^{13}} \left[83,4 \cdot 10^3 \cdot 445 \cdot \frac{1}{4} \cdot 270^2 + 83,4 \cdot \frac{1}{6} \cdot 270^2 + \right. \\ \left. + 6,55 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{6} \cdot 270^3 \right] = 0,007 + 0,0156 = 0,023 \text{ мм} = \\ 0,023 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$f_c = 10^{-3} \sqrt{0,0068^2 + 0,023^2} = 0,024 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq [f].$$

Жесткость вала Г-образного каландра обеспечена.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Козулин Н.А., Михалев М.Ф. Определение мощности вальцов при пластификации каучуков // Химическое машиностроение. 1959, № 1. С. 26 – 28.
- 2 Машиностроение: Энциклопедия в 40 т. Раздел IV. Расчет и конструирование машин. Т. IV-12. Машины и аппараты химических и нефтеперерабатывающих производств. М.: Машиностроение, 2004, 829 с.
- 3 Карпачев П.С. и др. Машины и аппараты производств заменителей кожи и пленочных материалов. М.: Легкая индустрия, 1964.
- 4 Тарг С.Н. Основные задачи теории ламинарных течений. М.: ГИТТЛ, 1951.
- 5 Торнер Р.В., Добролюбов Г.В. Приближенная гидродинамическая теория механизма вальцевания // Каучук и резина. 1958. № 4.
- 6 Бекин Н.Г. Валковые машины для переработки резиновых смесей (основы теории). Ярославль: ЯТИ, 1969.
- 7 Лукач Ю.Е., Рябинин Д.Д., Метлов Б.Н. Валковые машины для переработки пластмасс и резиновых смесей. М.: Машиностроение, 1967.
- 8 Мак-Келви Д.М. Переработка полимеров. М.: Химия. 1965.
- 9 Торнер Р.В. Теоретические основы переработки полимеров (механика процессов). М.: Химия, 1977.
- 10 Рябинин Д.Д., Лукач С.Е. Смесительные машины для пластмасс и резиновых смесей. М.: Машиностроение, 1972.
- 11 Бекин Н.Г., Шанин Н.П. Оборудование заводов резиновой промышленности. Л.: Химия, 1969.
- 12 Перегудов В.В. Тепловые процессы и установки технологии полимерных строительных материалов и изделий. М.: Высшая школа, 1973.
- 13 Завгородний В.К. и др. Оборудование предприятий по переработке пластмасс. Л.: Химия, 1972.
- 14 Бернхардт Э. Переработка термопластичных материалов. М.: Госхимиздат. 1962.
- 15 Балашов М.М. Клинков А.С. Исследование непрерывного процесса вальцевания полимеров // Пластмассы и каучук. Нем. 1973, Т. 20. № 4. С. 291 – 293.
- 16 Клинков А.С. Исследование непрерывного процесса вальцевания полимерных материалов. Дисс. канд. техн. наук. М.: МИХМ, 1972.
- 17 Лукач Ю.Е., Воронин Л.Г., Ружинская Л.И. и др. Автоматизированное проектирование валковых машин для переработки полимеров. Киев: Тэхника, 1988. 208 с.
- 18 Писаренко Г.С., Яковлев А.Б., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наук. думка, 1975. 704 с.
- 19 Клинков А.С., Маликов О.Г., Кочетов В.И. и др. Основы проектирования и расчета литьевого и прессового оборудования для переработки полимерных материалов. Тамбов, 1999, 165 с.
- 20 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. М.: Машиностроение, 1978. Т. 1, 2. 728 с.
- 21 Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1974, 559 с.
- 22 Басов Н.И., Казанков Ю.В., Любартович В.А. Расчет и конструирование оборудования для производства и переработки полимерных материалов. М.: Химия, 1986. 487 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

**ОПИСАНИЕ РАБОТЫ АЛГОРИТМА РАСЧЕТА
РАСПОРНЫХ УСИЛИЙ ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ВАЛКИ
В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛКА**

Блок 1. Начало.

Блок 2. Вводятся исходные данные: температура валков $T_{в1}$ и $T_{в2}$, скорость тихоходного валка U_T , фрикция f , реологические свойства полимеров k_T , β , T_0 , n , минимальная ширина межвалкового зазора $2H_0$, радиус валка R_v , длина рабочей части валков L , шаг по оси ρ , координата выхода полимера λ .

Блок 3. Открывается цикл по величине U_T от U_T до U_{Tmax} с шагом $U_T h$.

Блок 4. Переменной ρ задается значение координаты выхода полимера из межвалкового зазора.

Блок 5. Рассчитываются коэффициенты перед интегралами.

Блок 6. По данному значению координаты ρ рассчитывается значение подинтегральной функции в выражении для тихоходного валка:

$$\varphi_1(\rho) = \frac{\left(\left(\frac{1+2n}{n} \right) (1+f)(\rho^2 - \lambda^2) - (f-1)(1+\rho^2) \right)^{n-1} (\rho^2 - \lambda^2)}{(1+\rho^2)^{2n+1}}.$$

Блок 7. Рассчитываются значения интегралов для текущего значения ρ .

Блок 8. Выполняется сравнение: если интеграл в выражении для давления отрицательный, то выполняется блок 8, а иначе – блок 8.

Блок 9. Рассчитывается следующее значение переменной ρ .

Блок 10. определяется распорное усилие, действующее на тихоходный валок.

Блок 11. Рассчитывается значение подинтегральной функции в выражении (58) для быстроходного валка:

$$\varphi_2(\rho) = \frac{\left(\left(\frac{1+2n}{n} \right) (1+f)(\rho^2 - \lambda^2) + (f-1)(1+\rho^2) \right)^{n-1} (\rho^2 - \lambda^2)}{(1+\rho^2)^{2n+1}}.$$

Блок 12. Для текущего значения ρ определяются значения интегралов из выражений: $S_p = \sum_{i=1}^n \varphi(\rho) \Delta\rho$;

$$S_F = \sum_{i=1}^n S_p \Delta\rho.$$

Блок 13. Выполняется сравнение: если интеграл в выражении для давления, действующего на быстроходный валок отрицательный, то выполняется блок 14, а если положительный – то блок 15.

Блок 14. Рассчитывается следующее значение переменной ρ .

Блок 15. Определяется распорное усилие, действующее на быстроходный валок: $F_6 = A_F S_F$.

Блок 16. Значение распорных усилий $F_T(n_T)$ и $F_6(n_T)$ выводятся на печать. Возврат на блок 3.

Блок 17. Конец.

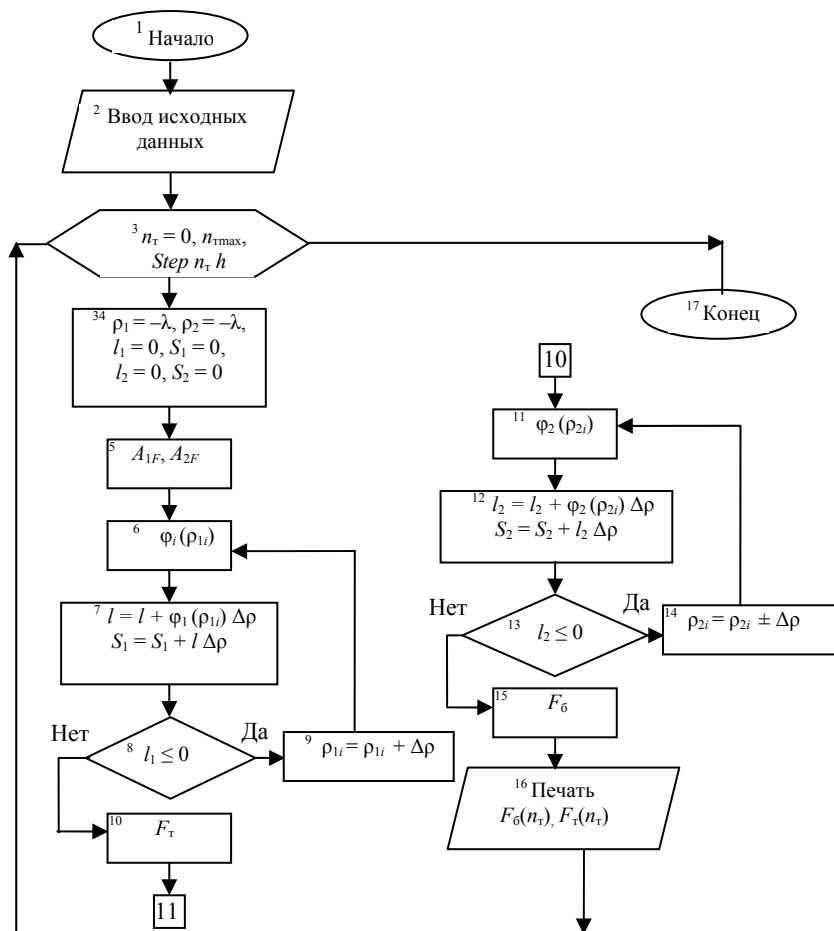


Рис. А Блок-схема алгоритма расчета распорных усилий действующих на валки в зависимости от частоты вращения (или температуры) валков
Идентификаторы к программам 1 и 2

Идентификатор	Обозначение	Наименование величины	Единицы измерения
$T1, T2, T_{max}$	$T_{в1}$	Температура валка	$^{\circ}\text{C}$
$T2$	$T_{в2}$	Температура валка	$^{\circ}\text{C}$
$T0$	T_0	Температура	$^{\circ}\text{C}$
$K0$	K_0	Коэффициент консистентности	$\text{Па} \cdot \text{c}^n$
NR	n	Показатель степени реологического уравнения	
FR	f	Фрикция	
$F2$	F_{τ}	Распорное усилие на тихоходном валке	Н
$F4$	F_6	Распорное усилие на быстроходном валке	Н
BE	β	Температурный коэффициент	$1/^{\circ}\text{C}$
RB	$R_{в}$	Радиус валка	м
CK	U_{τ}	Скорость тихо-	м/с

		ходного валка	
H_0	H_0	Половина минимальной ширины межвалкового зазора	м
TH, RZ	ρ_n	Координата входа полимера в межвалковый зазор	
T	$\rho(t)$	Текущее значение переменной	
$ub1$	n_T	Частота вращения тихоходного валка	об/мин·с
ub	U_T	Окружная скорость тихоходного валка	м/с
SH	λ	Координата выхода полимера из межвалкового зазора	
L	L	Длина валка	м

Программа 1

Расчет распорных усилий действующих на валки в зависимости от частоты вращения валков

5 CLS : SCREEN 11

11 REM "РАСЧЕТ РАСПОРНЫХ УСИЛИЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛКОВ"

LINE (75, 70)-(75, 295)

LINE (75, 295)-(600, 295)

FOR w = 75 TO 585 STEP 10

LINE (w, 293)-(w, 298), 6

NEXT w

FOR w1 = 75 TO 585 STEP 50

LINE (w1, 291)-(w1, 299), 6

NEXT w1

FOR Y = 295 TO 73 STEP -5

LINE (76, Y)-(73, Y), 7

NEXT Y

FOR Y1 = 295 TO 95 STEP -25

LINE (78, Y1)-(71, Y1), 7

NEXT Y1

LINE (585, 70)-(585, 295)

FOR Y2 = 295 TO 77 STEP -5

LINE (586, Y2)-(583, Y2), 7

NEXT Y2

FOR Y3 = 295 TO 95 STEP -25

LINE (588, Y3)-(581, Y3), 7

NEXT Y3

LOCATE 5, 75: PRINT "P,н": LOCATE 13, 75: PRINT "8000"

LOCATE 10, 75: PRINT "12000": LOCATE 13, 40: PRINT "f2(UB1)"

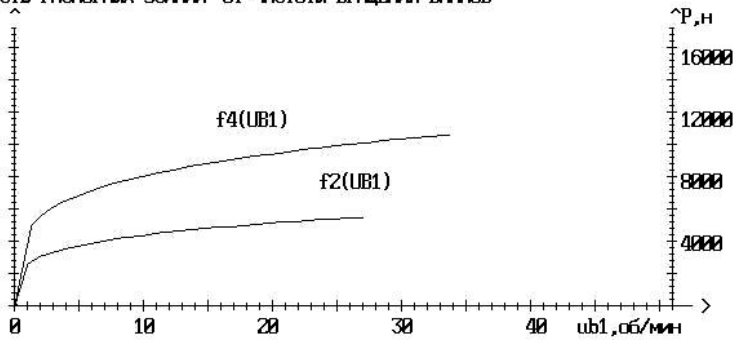

```

LOCATE 10, 30: PRINT "f4(UB1)": LOCATE 16, 75: PRINT "4000"
LOCATE 20, 10: PRINT "0": LOCATE 20, 22: PRINT "10"
LOCATE 20, 47: PRINT "30": LOCATE 20, 60: PRINT "40"
LOCATE 20, 72: PRINT "50": LOCATE 20, 34: PRINT "20 "
LOCATE 7, 75: PRINT "16000"; LOCATE 5, 74: PRINT "^"
LOCATE 19, 77: PRINT ">"
LOCATE 4, 1: PRINT "ЗАВИСИМОСТЬ РАСПОРНЫХ УСИЛИЙ ОТ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛ-
КОВ"
LOCATE 20, 65: PRINT "ub1,об/мин"
21 DATA 0.05,0.08,1e-3,1.25,0.23,2.7,1.16e5,60,0.3,0.5,63,63,0.485,0.3
31 READ X, R, H0, fr, N, BE, K0, T0, rt, RB, t1, t2, LA, L
uh1 = 1: um1 = 27.55: ff2 = 0: ff4 = 0
FOR ub1 = uh1 TO um1 STEP uh1
UB = ub1 * .105 * R: UB2 = ub1 * .105 * R * fr
41 ar = 2 * R * (UB / 2) ^ N * (1 + 2 * N) / N * (1 + fr) / H0 ^ N
51 r1 = -LA: r2 = -LA: s1 = 0: s2 = 0: i1 = 0: i2 = 0
61 a1 = (r1 ^ 2 - LA ^ 2) / ((1 + r1 ^ 2) ^ (1 + 2 * N))
71 f1 = a1 * ABS((1 + 2 * N) * (1 + fr) * (r1 ^ 2 - LA ^ 2) / N - (fr - 1) * (1 + r1 ^ 2)) ^ (N - 1)
81 i1 = i1 + f1 * X: s1 = s1 + i1
91 IF r1 <= rt THEN r1 = r1 + X ELSE 111
101 GOTO 61
111 f2 = L * ar * K0 * EXP(-BE * (t1 - T0) / (T0 + 273)) * s1 * X: f2 = ABS(f2): p2 = f2 / L
121 a2 = (r2 ^ 2 - LA ^ 2) / ((1 + r2 ^ 2) ^ (1 + 2 * N))
131 f3 = a2 * ABS((1 + 2 * N) / N * (1 + fr) * (r2 ^ 2 - LA ^ 2) + (fr - 1) * (1 + r2 ^ 2)) ^ (N - 1)
141 i2 = i2 + f3 * X: s2 = s2 + i2
151 IF r2 <= RB THEN r2 = r2 + X ELSE 171
161 GOTO 121
171 f4 = L * ar * K0 * EXP(-BE * (t2 - T0) / (T0 + 273)) * s2 * X: f4 = ABS(f4): p4 = f4 / L
LINE (75 + (ub1 - uh1) * 10, 295 - ff2 * .0125)-(75 + ub1 * 10, 295 - f2 * .0125), 7
LINE (75 + (ub1 - uh1) * 10 * fr, 295 - ff4 * .0125)-(75 + ub1 * 10 * fr, 295 - f4 * .0125), 7
ff2 = f2: ff4 = f4
LOCATE 23, 1: PRINT "распорное усилие, действующее на тихоходный валок при ubmax F2="; f2;
"Н"
LOCATE 24, 1: PRINT "то же, удельное P2="; p2; "Н"
LOCATE 25, 1: PRINT "распорное усилие, действующее на быстроходный валок при ubmax F4=";
f4; "Н"
LOCATE 26, 1: PRINT "то же, удельное P4="; p4; "Н"
NEXT ub1
LOCATE 28, 1: PRINT "rn="; RN; " ubmax="; UB; "м/с"; " ubmax2="; UB2; "м/с "; "ub1="; ub1 - uh1;
"об/мин "; "ub2="; (ub1 - uh1) * fr; "об/мин"; " la="; LA; "n="; N; "l="; L; "м"
LOCATE 29, 1: PRINT "t0="; T0; "град "; "be="; BE; "k0="; K0; "r="; R; "м "; "h0="; H0; "м "; "x="; X;
191 END

```

Результаты расчета программы 1

ЗАВИСИМОСТЬ РАСПОРНЫХ УСИЛИЙ ОТ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛКОВ



распорное усилие, действующее на тихоходный валок при ub_{max}	F2= 5467.817 н
то же, удельное	P2= 18226.06 н
распорное усилие, действующее на быстроходный валок при ub_{max}	F4= 10588.39 н
то же, удельное	P4= 35294.63 н

$r_1= 3.74$ $ub_{max1}= .2268$ м/с $ub_{max2}= .2835$ м/с $ub1= 27$ об/мин $ub2= 33.75$ об/мин

$la= .485$ $r= .23$ $l= .3$ м

$t\theta= 60$ град $be= 2.7$ $k\theta= 116000$ $r= .08$ м $h\theta= .001$ м $x= .05$

Чтобы продолжить, нажмите любую клавишу

Программа 2

Расчет распорных усилий в зависимости от температуры валков

5 CLS : SCREEN 11

REM "РАСЧЕТ РАСПОРНЫХ УСИЛИЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ВАЛКОВ"

LINE (75, 70)-(75, 295)

LINE (75, 295)-(600, 295)

FOR w = 75 TO 585 STEP 5

LINE (w, 293)-(w, 298), 6

NEXT w

FOR w1 = 100 TO 585 STEP 50

LINE (w1, 291)-(w1, 299), 6

NEXT w1

FOR Y = 295 TO 95 STEP -5

LINE (76, Y)-(73, Y), 7

NEXT Y

FOR Y1 = 295 TO 95 STEP -20

LINE (78, Y1)-(71, Y1), 7

NEXT Y1

LINE (585, 70)-(585, 295)

FOR Y2 = 295 TO 95 STEP -5

```

LINE (586, Y2)-(583, Y2), 7
NEXT Y2
FOR Y3 = 295 TO 95 STEP -25
LINE (588, Y3)-(581, Y3), 7
NEXT Y3
LOCATE 5, 69: PRINT "P,rH": LOCATE 13, 75: PRINT "16"
LOCATE 10, 75: PRINT "24": LOCATE 10, 50: PRINT "F4(tb)"
LOCATE 7, 75: PRINT "32": LOCATE 14, 50: PRINT "F2(tb)"
LOCATE 16, 75: PRINT "8"
LOCATE 20, 9: PRINT "15": LOCATE 20, 12: PRINT "20"
LOCATE 20, 19: PRINT "30": LOCATE 20, 25: PRINT "40"
LOCATE 20, 32: PRINT "50": LOCATE 20, 38: PRINT "60 "
LOCATE 20, 44: PRINT "70": LOCATE 20, 50: PRINT "80 "
LOCATE 20, 56: PRINT "90": LOCATE 20, 62: PRINT "100 "
LOCATE 20, 68: PRINT "110 ": LOCATE 20, 72: PRINT "t,град"
LOCATE 19, 75: PRINT ">"
LOCATE 5, 10: PRINT "^": LOCATE 5, 73: PRINT " ^"
LOCATE 3, 1: PRINT "ЗАВИСИМОСТЬ РАСПОРНЫХ УСИЛИЙ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ВАЛКОВ"
11 REM "РАСПОРНОЕ УСИЛИЕ"
21 DATA 0.05,0.08,1e-3,1.25,0.23,2.7,2.5e5,60,0.3,0.5,0.485,0.3,0.231
31 READ X, R, H0, fr, N, BE, K0, T0, rt, RB, LA, L, UB
ub1 = UB / .105 / R
th1 = 1: th2 = 10: tm1 = 100: TS1 = T0
FOR TS = T0 TO tm1 STEP th1
t1 = (TS - th2): t2 = TS
41 ar = 2 * R * (UB / 2) ^ N * (1 + 2 * N) / N * (1 + fr) / H0 ^ N
51 r1 = -LA: r2 = -LA: s1 = 0: s2 = 0: i1 = 0: i2 = 0
61 a1 = (r1 ^ 2 - LA ^ 2) / ((1 + r1 ^ 2) ^ (1 + 2 * N))
71 f1 = a1 * ABS((1 + 2 * N) * (1 + fr) * (r1 ^ 2 - LA ^ 2) / N - (fr - 1) * (1 + r1 ^ 2)) ^ (N - 1)
81 i1 = i1 + f1 * X: s1 = s1 + i1
91 IF r1 <= rt THEN r1 = r1 + X ELSE 111
101 GOTO 61
111 f2 = L * ar * K0 * EXP(-BE * (t1 - T0) / (T0 + 273)) * s1 * X: f2 = ABS(f2): p2 = f2 / L
121 a2 = (r2 ^ 2 - LA ^ 2) / ((1 + r2 ^ 2) ^ (1 + 2 * N))
131 f3 = a2 * ABS((1 + 2 * N) / N * (1 + fr) * (r2 ^ 2 - LA ^ 2) + (fr - 1) * (1 + r2 ^ 2)) ^ (N - 1)
141 i2 = i2 + f3 * X: s2 = s2 + i2
151 IF r2 <= RB THEN r2 = r2 + X ELSE 171
161 GOTO 121
171 f4 = L * ar * K0 * EXP(-BE * (t2 - T0) / (T0 + 273)) * s2 * X: f4 = ABS(f4): p4 = f4 / L
IF TS = T0 THEN ff2 = f2
IF TS = T0 THEN ff4 = f4
LINE ((TS1 - th2) * 5, 295 - ff2 * .0125 / 2)-((TS - th2) * 5, 295 - f2 * .0125 / 2), 7
LINE (TS1 * 5, 295 - ff4 * .0125 / 2)-(TS * 5, 295 - f4 * .0125 / 2), 7
ff2 = f2: ff4 = f4: TS1 = TS
LOCATE 22, 1: PRINT "распорное усилие, действующее на тихоходный валок при ТВmax F2="; f2; "Н
"
LOCATE 23, 1: PRINT "то же, удельное P2="; p2; "Н "
LOCATE 24, 1: PRINT "распорное усилие, действующее на быстроходный валок при ТВmax F4="; f4;
"Н "
LOCATE 25, 1: PRINT "то же, удельное P4="; p4; "Н "
NEXT TS
LOCATE 27, 1: PRINT " u1="; UB; "м/с "; "ub1="; ub1 - uh1; "об/мин"; " u2="; (UB * fr); "м/с "; "ub2=";
(ub1 - uh1) * fr; "об/мин"

```

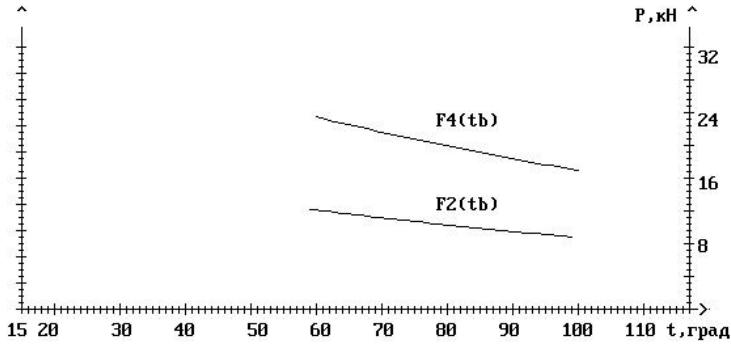
```

LOCATE 28, 1: PRINT "be="; BE; "k0="; K0; "r="; R; "м "; "h0="; H0; "м "; "x="; X
LOCATE 29, 1: PRINT " la="; LA; "n="; N; "L="; L; "м "; "t0="; T0; "град "; "rn="; RN
191 END

```

Результаты расчета программы 2

ЗАВИСИМОСТЬ РАСПОРНЫХ УСИЛИЙ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ВАЛКОВ



```

распорное усилие, действующее на тихоходный валок при Tвmax  F2= 8838.159 Н
то же, удельное                                             P2= 29460.53 Н
распорное усилие, действующее на быстроходный валок при Tвmax F4= 16976.82 Н
то же, удельное                                             P4= 56589.41 Н

```

```

u1= .231 м/с ub1= 27.5 об/мин u2= .28875 м/с ub2= 34.375 об/мин
be= 2.7 k0= 250000 r= .08 м h0= .001 м x= .05
la= .485 n= .23 L= .3 м t0= 60 град rn= 0

```

Чтобы продолжить, нажмите любую клавишу

**ОПИСАНИЕ РАБОТЫ АЛГОРИТМА РАСЧЕТА
МОЩНОСТИ ДИССИПАЦИИ ПРИ ВАЛЬЦЕВАНИИ
В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ОКРУЖНОЙ СКОРОСТИ
ТИХОХОДНОГО ВАЛКА**

Блок 1. Начало.

Блок 2. Вводятся исходные данные: радиус R_v и длина L рабочей части валков, скорость тихоходного валка U_t , фрикция f , координаты входа ρ_H и выхода λ полимера из межвалкового зазора по переменной ρ ; координаты поверхностей валков по переменной $\eta = \pm 1$; коэффициент консистентности k_0 , температурный коэффициент β и температура T_0 , показатель степени реологического уравнения n , минимальная ширина межвалкового зазора $2H_0$, число отрезков разбиения по оси ρ $2n_1$ и по оси η $2n_2$ для расчета определенного интеграла.

Блок 3. Рассчитывается коэффициент при интеграле A_f , шаг по осям ρ и η , задаются начальные значения сумм S_2, S_3, z_2, z_3 .

Блок 4. Задается описание подынтегральной функции $f(\rho, \eta)$ по уравнению:

$$f_Q(\rho, \eta) = \left| \frac{3(1+f)(\rho^2 - \lambda^2)}{(1+\rho^2)^2} \eta - \frac{f-1}{1+\rho^2} \right|^{n+1}.$$

Блок 5. Открывается цикл определения значений S_i .

Блок 6. Рассчитывается текущее значение ρ_i .

Блок 7. Открывается цикл расчета значений подынтегральной функции $f(\rho_i, \eta_l)$.

Блок 8. Рассчитывается текущее значение η_l .

Блок 9. По заданным значениям ρ_i и η_l определяется значение подынтегральной функции f_i .

Блоки 10 – 15. Рассчитываются значения сумм S_1, S_2, S_3 и S_i по формулам:

$$S_i = S_1 + 4S_2 + 2S_3;$$

$$S_1 = f(i, 1) + f(i, 2_{n_2+1});$$

$$S_2 = f(i, 2) + f(i, 4) + \dots + f(i, 2_{n_2});$$

$$S_3 = f(i, 3) + f(i, 5) + \dots + f(i, 2_{n_2-1});$$

где $f(i, l)$ – значения подынтегральной функции в точке с координатами $\rho_i = -\lambda + i\Delta\rho$, $\eta_l = -1 + l\Delta\eta$; здесь $i = 0, 1, 2, 3, \dots, 2n_1$; $l = 0, 1, 2, 3, \dots, 2n_2$.

Блоки 16 – 21. Рассчитываются значения сумм z_1, z_2, z_3 и z по формулам:

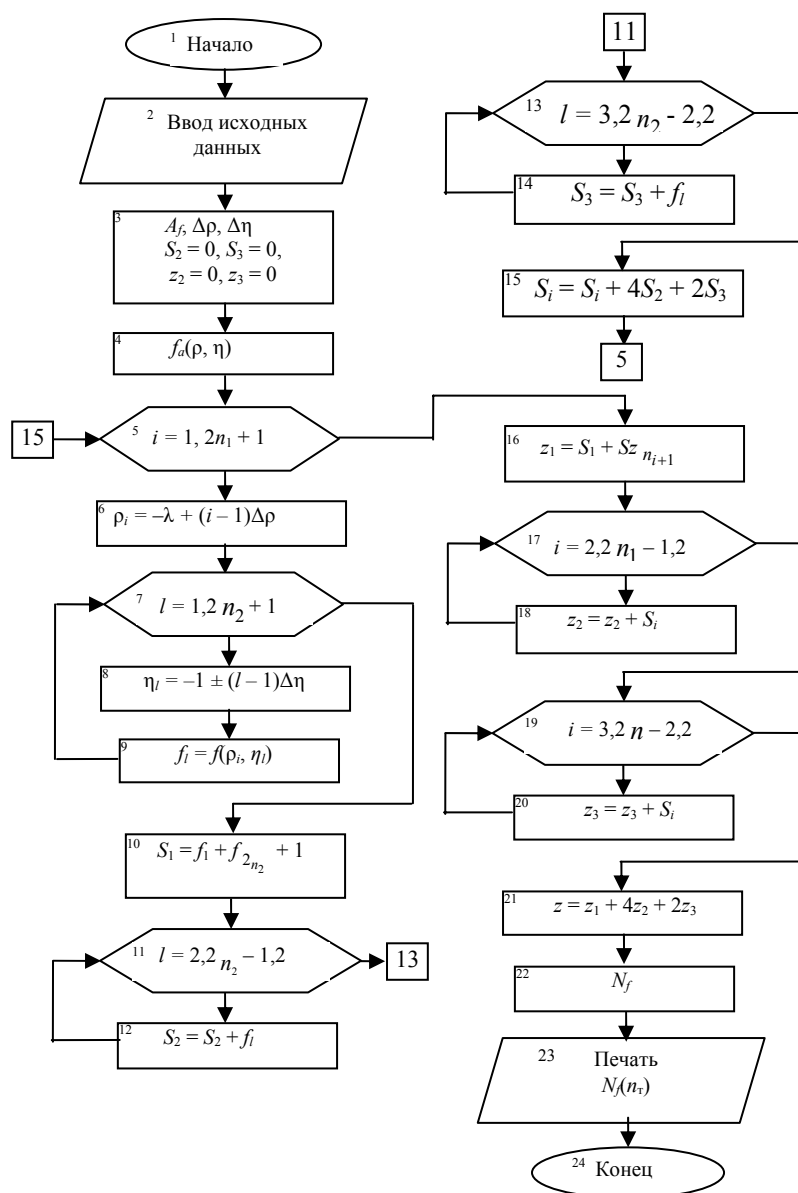


Рис. Б Блок-схема алгоритма расчета мощности диссипации при вальцевании в зависимости от частоты вращения валков

$$z_1 = S_1 + S_{2n_1+1};$$

$$z_2 = S_2 + S_4 + \dots + S_{2n_1};$$

$$z_3 = S_3 + S_5 + \dots + S_{2n_1-1};$$

$$z = z_1 + 4z_2 + 2z_3;$$

Блок 22. Определяется значение мощности диссипации N_f по уравнению: $N_f = \frac{1}{18} \frac{(\rho_H + \lambda)}{n_1 n_2} z$.

Блок 23. Распечатывается значение N_f .

Блок 24. Конец.

Идентификаторы к программам 3 и 4.

Идентификатор	Обозначение	Наименование величины	Единицы измерения
$T1, TS, TB$	$T_{в1}$	Температура валка	$^{\circ}\text{C}$
$T2$	$T_{в2}$	Температура валка	$^{\circ}\text{C}$
$T0$	T_0	Температура	$^{\circ}\text{C}$
$K0$	K_0	Коэффициент консистентно-	$\text{Па} \cdot \text{c}^n$

		сти	
NR	n	Показатель степени реологического уравнения	
FR	f	Фрикция	
BE	β	Температурный коэффициент	
RB	R_b	Радиус валка	м
ubl	n_t	Частота вращения валка	об/мин·с
ub	U_t	Окружная скорость тихоходного валка	м/с
H_0	H_0	Половина минимальной ширины межвалкового зазора	м
TH, RZ	ρ_n	Координата входа полимера в межвалковый зазор	
T	$\rho(t)$	Текущее значение переменной	
SH	λ	Координата выхода полимера из межвалкового зазора	
L	L	Длина валка	м
N_f	$M1$	Мощность диссипации	Вт

Программа 3

Расчет мощности диссипации при вальцевании
в зависимости от частоты вращения валков

5 CLS : SCREEN 11

REM "РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ДИССИПАЦИИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛКОВ"

LINE (75, 70)-(75, 295)

LINE (75, 295)-(600, 295)

FOR w = 75 TO 585 STEP 10

LINE (w, 293)-(w, 298), 6

NEXT w

FOR w1 = 75 TO 585 STEP 50

LINE (w1, 291)-(w1, 299), 6

NEXT w1

FOR Y = 295 TO 73 STEP -5

LINE (76, Y)-(73, Y), 7

NEXT Y

FOR Y1 = 295 TO 95 STEP -25

LINE (78, Y1)-(71, Y1), 7

NEXT Y1

LINE (585, 70)-(585, 295)

FOR Y2 = 295 TO 77 STEP -5

LINE (586, Y2)-(583, Y2), 7

NEXT Y2

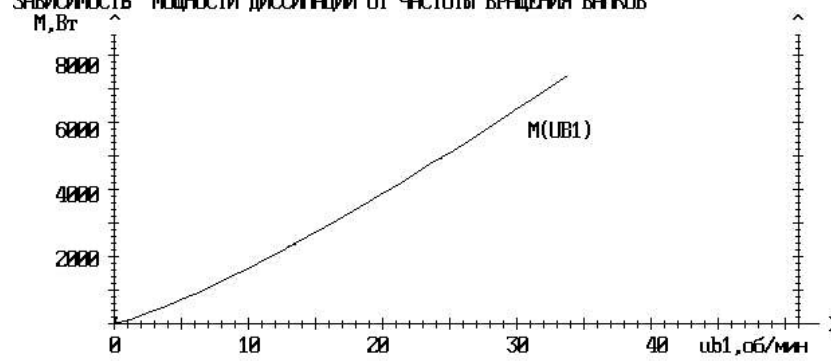
```

FOR Y3 = 295 TO 95 STEP -25
LINE (588, Y3)-(581, Y3), 7
NEXT Y3
10 DATA 0.3,0.23,1e-03,0.08,1.16e5,2.7,60,63,1.25,0.485,3.74
20 READ L, N, H0, RB, K0, BE, T0, TC, fr, LA, RN
22 uh1 = 1: um1 = 27.55: MM = 0
30 E = 100: NN = 1: M = 1
54 DEF FNAA (R) = 3 * (1 + fr) * (V ^ 2 - LA ^ 2) / (1 + V ^ 2) ^ 2
55 DEF FNBB (R) = -(fr - 1) / (1 + V ^ 2)
56 DEF FNF (R, P) = ABS(FNAA(R) * P + FNBB(R)) ^ (N + 1) * (1+R^ 2)
LOCATE 10, 5: PRINT "6000": LOCATE 10, 49: PRINT "M(UB1)"
LOCATE 20, 10: PRINT "0": LOCATE 20, 22: PRINT "10"
LOCATE 20, 47: PRINT "30": LOCATE 20, 60: PRINT "40"
LOCATE 20, 72: PRINT "50": LOCATE 20, 34: PRINT "20 "
LOCATE 5, 3: PRINT "M,Вт": LOCATE 13, 5: PRINT "4000"
LOCATE 7, 5: PRINT "8000": LOCATE 5, 10: PRINT "^"
LOCATE 19, 77: PRINT ">"
LOCATE 4, 1: PRINT "ЗАВИСИМОСТЬ МОЩНОСТИ ДИССИПАЦИИ ОТ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ
ВАЛКОВ"
LOCATE 16, 5: PRINT "2000": LOCATE 20, 65: PRINT "ub1,об/мин"
FOR ub1 = uh1 TO um1 STEP uh1
UB = ub1 * .105 * RB: UB2 = ub1 * .105 * RB * fr
65 A = -LA: b = RN: C = -1: D = 1
70 CC = 2 * K0 * EXP(-BE * (TC - T0) / (T0 + 273)) * L * (UB / (H0)) ^ (N + 1) * H0 * SQR(2 * H0 * RB)
80 SI = 0
90 S = 0: HX = (b - A) / NN: HY = (D - C) / M: I = NN
100 X = A + I * HX: J = M
110 Y = C + J * HY
120 IF I = 0 THEN 150 ELSE 130
130 IF I = N THEN 150 ELSE 140
140 IF I - INT(I) = 0 THEN 160 ELSE 170
150 P = .5: GOTO 180
160 P = 1: GOTO 180
170 P = 2
180 IF J = 0 THEN 210 ELSE 190
190 IF J = M THEN 210 ELSE 200
200 IF J - INT(J) = 0 THEN 220 ELSE 230
210 K = .5: GOTO 240
220 K = 1: GOTO 240
230 K = 2
240 S = S + P * K * HY * FNF(X, Y) / 9: J = J - .5
250 IF J >= 0 THEN 110 ELSE 260
260 I = I - .5: IF I >= 0 THEN 100 ELSE 270
270 IF ABS(SI - S) > E THEN 280 ELSE 300
280 SI = S: NN = 2 * NN: M = 2 * M: GOTO 90
300 M1 = CC * S
LINE (75 + (ub1 - uh1) * 10 * fr, 295 - MM * .025)-(75 + ub1 * 10 * fr, 295 - M1 * .025), 7
MM = M1
NEXT ub1
LOCATE 27, 1: PRINT "мощность диссипации при ubmax M="; M1; "Вт"
LOCATE 28, 1: PRINT "rn="; RN; " ubmax="; UB; "м/с"; " ubmax2="; UB2; "м/с "; "ub1="; ub1 - uh1;
"об/мин "; "ub2="; (ub1 - uh1) * fr; "об/мин"; " la="; LA; "n="; N; "l="; L; "м"
LOCATE 29, 1: PRINT "t0="; T0; "град "; "be="; BE; "k0="; K0; "r="; R; "м "; "h0="; H0; "м "; "x="; X;
400 END

```

Результаты расчета программы 3

ЗАВИСИМОСТЬ МОЩНОСТИ ДИССИПАЦИИ ОТ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛКОВ



мощность диссипации при ω_{bmax} $M = 7374.683$ Вт
 $\eta = 3.74$ $\omega_{bmax} = .2268$ м/с $\omega_{bmax2} = .2835$ м/с $\omega_{b1} = 27$ об/мин $\omega_{b2} = 33.75$ об/мин
 $I_a = .485$ $\eta = .23$ $l = .3$ м
 $t\theta = 60$ град $b_e = 2.7$ кВ $k\theta = 116000$ $r = .08$ м $h\theta = .001$ м $x = .05$
 Чтобы продолжить, нажмите любую клавишу

Программа 4

Расчет мощности диссипации при вальцевании
в зависимости от температуры валков

```
5 CLS : SCREEN 11
REM "РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ДИССИПАЦИИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ВАЛКОВ"
LINE (75, 70)-(75, 295)
  LINE (75, 295)-(600, 295)
  FOR w = 75 TO 585 STEP 5
  LINE (w, 293)-(w, 298), 6
  NEXT w
  FOR w1 = 100 TO 585 STEP 50
  LINE (w1, 291)-(w1, 299), 6
  NEXT w1
  FOR Y = 295 TO 95 STEP -5
  LINE (76, Y)-(73, Y), 7
  NEXT Y
  FOR Y1 = 295 TO 95 STEP -20
  LINE (78, Y1)-(71, Y1), 7
  NEXT Y1
  LINE (585, 70)-(585, 295)
  FOR Y2 = 295 TO 95 STEP -5
  LINE (586, Y2)-(583, Y2), 7
  NEXT Y2
  FOR Y3 = 295 TO 95 STEP -25
  LINE (588, Y3)-(581, Y3), 7
  NEXT Y3
  LOCATE 17, 60: PRINT "M(tb)"
  LOCATE 20, 9: PRINT "15": LOCATE 20, 12: PRINT "20"
  LOCATE 20, 19: PRINT "30": LOCATE 20, 25: PRINT "40"
  LOCATE 20, 32: PRINT "50": LOCATE 20, 38: PRINT "60 "
  LOCATE 20, 44: PRINT "70": LOCATE 20, 50: PRINT "80 "
  LOCATE 20, 56: PRINT "90": LOCATE 20, 62: PRINT "100 "
  LOCATE 5, 4: PRINT "М,кВт": LOCATE 14, 5: PRINT "7.2"
  LOCATE 9, 5: PRINT "14.4": LOCATE 12, 5: PRINT "10.8"
  LOCATE 7, 5: PRINT "12": LOCATE 17, 5: PRINT "3.6"
  LOCATE 20, 68: PRINT "110 ": LOCATE 20, 72: PRINT "tb,град"
  LOCATE 19, 75: PRINT ">"
  LOCATE 5, 10: PRINT "^": LOCATE 5, 73: PRINT " ^"
10 DATA 0.3,0.23,0.231,1e-03,0.08,2.5e5,27,60,1.25,0.485,3.74
20 READ L, N, UB, H0, RB, K0, BE, T0, fr, LA, RN
22 MM = 0: TS1 = T0: th1 = 1: tm1 = 100: ub1 = UB / .105 / RB
30 E = 100: NN = 1: M = 1
54 DEF FNAA (R) = 3 * (1 + fr) * (V ^ 2 - LA ^ 2) / (1 + V ^ 2) ^ 2
55 DEF FNBB (R) = -(fr - 1) / (1 + V ^ 2)
56 DEF FNF (R, P) = ABS(FNAA(R) * P + FNBB(R)) ^ (N + 1) * (1 + R ^ 2)
  LOCATE 3, 1: PRINT "ЗАВИСИМОСТЬ МОЩНОСТИ ДИССИПАЦИИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ВАЛ-
КОВ"
  FOR TS = T0 TO tm1 STEP th1
  TC = TS
65 A = -LA: b = RN: C = -1: D = 1
70 CC = 2 * K0 * EXP(-BE * (TC - T0) / (T0 + 273)) * L * (UB / (H0)) ^ (N + 1) * H0 * SQR(2 * H0 * RB)
80 SI = 0
90 S = 0: HX = (b - A) / NN: HY = (D - C) / M: I = NN
100 X = A + I * HX: J = M
```

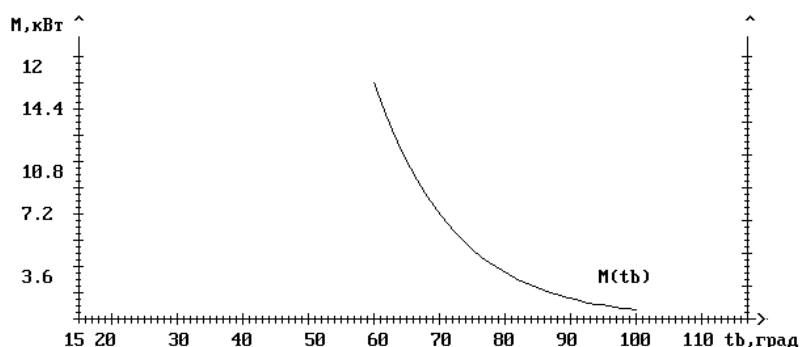
```

110 Y = C + J * HY
120 IF I = 0 THEN 150 ELSE 130
130 IF I = N THEN 150 ELSE 140
140 IF I - INT(I) = 0 THEN 160 ELSE 170
150 P = .5: GOTO 180
160 P = 1: GOTO 180
170 P = 2
180 IF J = 0 THEN 210 ELSE 190
190 IF J = M THEN 210 ELSE 200
200 IF J - INT(J) = 0 THEN 220 ELSE 230
210 K = .5: GOTO 240
220 K = 1: GOTO 240
230 K = 2
240 S = S + P * K * HY * FNF(X, Y) / 9: J = J - .5
250 IF J >= 0 THEN 110 ELSE 260
260 I = I - .5: IF I >= 0 THEN 100 ELSE 270
270 IF ABS(SI - S) > E THEN 280 ELSE 300
280 SI = S: NN = 2 * NN: M = 2 * M: GOTO 90
300 M1 = CC * S
IF TS = 60 THEN MM = M1
LINE (TS1 * 5, 295 - MM * .065 / 6)-(TS * 5, 295 - M1 * .065 / 6), 7
MM = M1: TS1 = TS
NEXT TS
LOCATE 26, 1: PRINT "мощность диссипации при TВmax M="; M1; "Вт"
LOCATE 27, 1: PRINT " u1="; UB; "м/с "; "ub1="; ub1 - uh1; "об/мин"; " u2="; (UB * fr); "м/с "; "ub2=";
(ub1 - uh1) * fr; "об/мин"
LOCATE 28, 1: PRINT "be="; BE; "k0="; K0; "r="; R; "м "; "h0="; H0; "м "; "x="; X
LOCATE 29, 1: PRINT " la="; LA; "n="; N; "L="; L; "м "; "t0="; T0; "град "; "rn="; RN
191 END

```

Результаты расчета программы 4

ЗАВИСИМОСТЬ МОЩНОСТИ ДИССИПАЦИИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ВАЛКА



```

мощность диссипации при TВmax M= 650.2322 Вт
u1= .231 м/с ub1= 27.5 об/мин u2= .28875 м/с ub2= 34.375 об/мин
be= 27 k0= 250000 r= 0 м h0= .001 м x=-.485
la= .485 n= .23 L= .3 м t0= 60 град rn= 3.74

```

Чтобы продолжить, нажмите любую клавишу

ОПИСАНИЕ РАБОТЫ АЛГОРИТМА РАСЧЕТА
НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ
ВАЛКА ВАЛЬЦЕВ

Блок 1. Начало.

Блок 2. Ввод исходных данных.

Блок 3. Определяются реакции в опорах вала R_A и R_B по эпюрам изгибающих моментов и поперечных сил.

Блок 4. Определяется крутящий момент $M_{кр}$, действующий на валок, по формуле: $M_{кр} = 97400 (N/n)$.

Блок 5. Осуществляется обнуление переменной z для установления счетчика шагов по валку на ноль.

Блок 6. Задается цикл по x от 0 до l с шагом 0,1 м.

Блок 7. Вводится счетчик шагов по валку $z = z + 1$; осуществляется обнуление переменной i .

Блок 8. Вводится счетчик шагов по ступеням вала $i = i + 1$.

Блок 9. Определяется номер i текущей ступени вала: если текущее значение x меньше абсциссы i -ой ступени вала $A(i, 5)$, то для дальнейших вычислений принимается номер ступени i и осуществляется переход на следующий блок, если x больше $A(i, 5)$, то возвращаемся в блок 7.

Блок 10. Рассчитываются температурные напряжения $\sigma(z)$ для i -ой ступени вала по формуле

$$\sigma_{\theta} = \sigma_z = \frac{E\alpha T^*}{3(1-\mu)(r_2-r_1)} \left[3r_2 - \frac{2(r_2^3-r_1^3)}{r_2^2-r_1^2} \right],$$

где σ_{θ} – тангенсальные напряжения; σ_z – осевые напряжения; E – модуль упругости; α – коэффициент линейного расширения материала вала; $T^* = T_1 - T_2$ – максимальная разность температур на внутренней и наружной поверхностях; μ – коэффициент Пуассона; r_2 – наружный радиус вала; r_1 – внутренний радиус вала.

Блок 11. Определяется текущее значение x : если $x < l_1$, то переходят на блок 13, если $x > l_1$, то на блок 12.

Блок 12. Определяется текущее значение x : если $x < l_1 + l_2$, то переходят на блок 14, если $x > l_1 + l_2$, то переходят на блок 15.

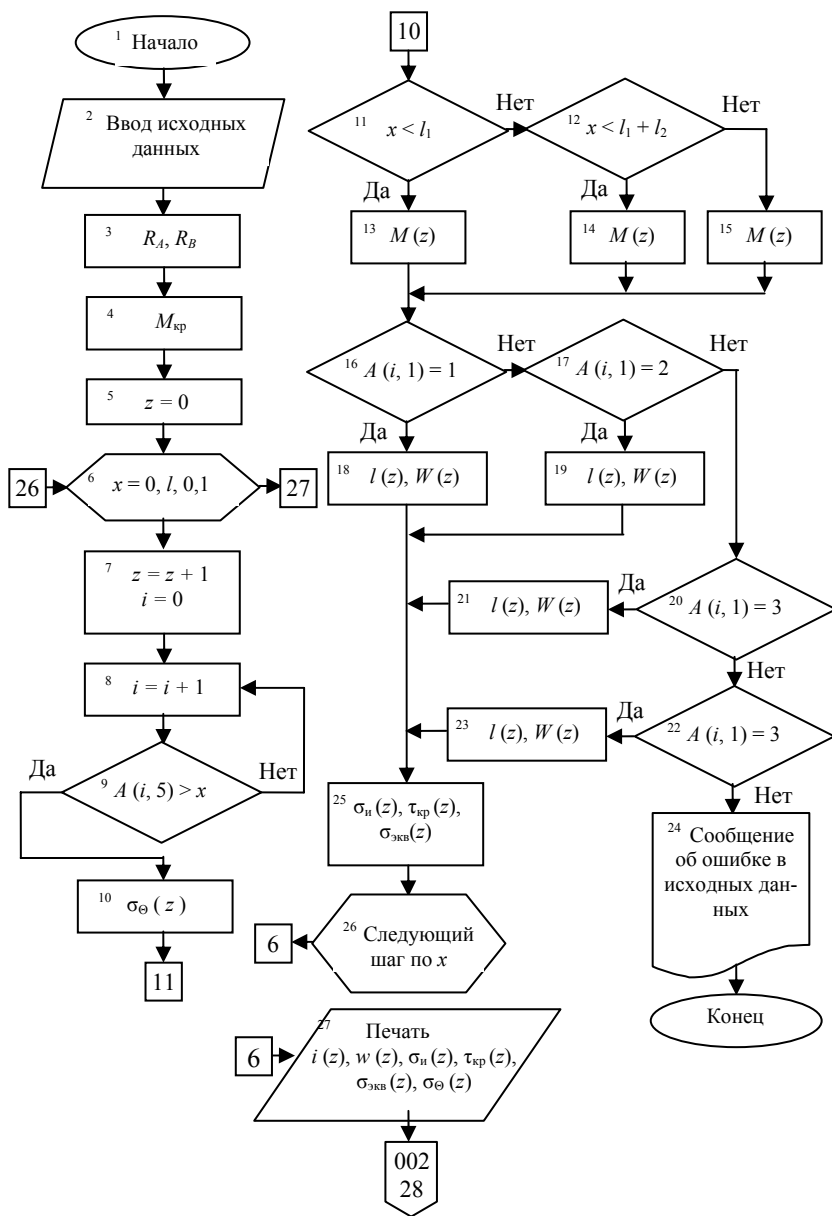


Рис. В Блок-схема алгоритма расчета напряженного состояния вала

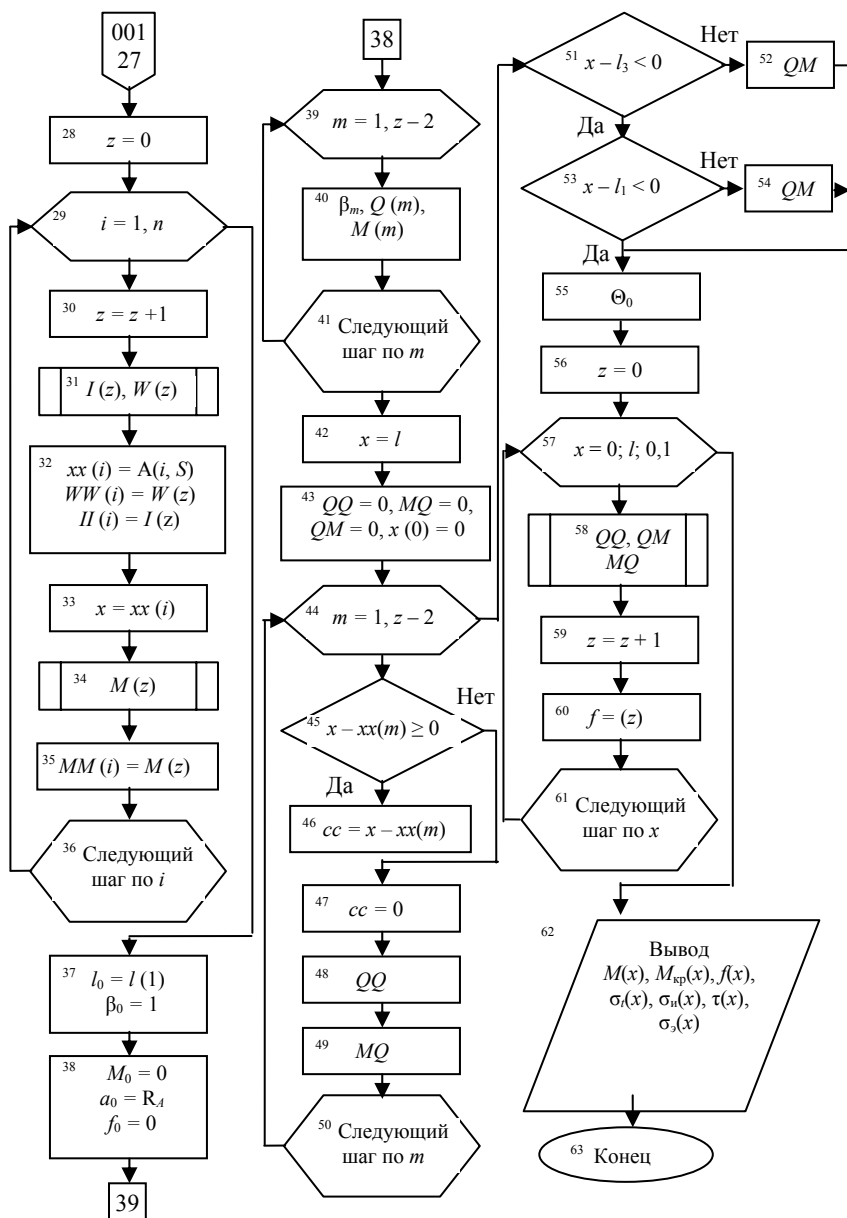


Рис. В (Продолжение)

Блок 13. Определяется изгибающий момент $M(z)$ для сечения с абсциссой x по формуле:

$$M = qb \frac{2c + b}{2l} z; \quad 0 \leq z \leq a;$$

Блок 14. Определяется изгибающий момент $M(z)$ для сечения с абсциссой x по формуле:

$$M = qb^2 \left[\frac{2c + b}{l} z - \frac{(z - a)^2}{b^2} \right]; \quad a \leq z \leq a + b;$$

Блок 15. Определяется изгибающий момент $M(z)$ для сечения с абсциссой x по формуле:

$$M = qb \frac{2a + b}{2l} (l + z); \quad a + b \leq z \leq l;$$

Блок 16. Определяется тип поперечного сечения валка: если $A(i, 1) = 1$, то переходят на блок 18, если это равенство не выполняется, то переходят на блок 17.

Блок 17. Определяется тип поперечного сечения валка: если $A(i, 1) = 2$, то переходят на блок 19, если это равенство не выполняется, то переходят на блок 20.

Блок 18. Определяется $J(z)$ и $W(z)$ для поперечного сечения валка типа 1 по формулам:

$$J_x = \frac{\pi D^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right];$$

$$W_x = \frac{\pi D^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right];$$

Блок 19. Определяется $J(z)$ и $W(z)$ для поперечного сечения валка типа 2 по формулам:

$$J_x = \frac{\pi D^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \frac{bt(D-t)^2}{4};$$

$$W_x = \frac{\pi D^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right] - \frac{bt(D-t)^2}{2D};$$

Блок 20. Определяется тип поперечного сечения валка: если $A(i, 1) = 3$, то переходят на блок 21, если это равенство не выполняется, то переходят на блок 22.

Блок 21. Определяется $J(z)$ и $W(z)$ для поперечного сечения валка типа 3 по формулам:

$$J_x = \frac{\pi D^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \frac{bt(D-t)^2}{2};$$

$$W_x = \frac{\pi D^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right] - \frac{bt(D-t)^2}{D};$$

Блок 22. Определяется тип поперечного сечения валка: если $A(i, 1) = 4$, то переходят на блок 23, если это равенство не выполняется, то на блок 24.

Блок 23. Определяется $J(z)$ и $W(z)$ для поперечного сечения валка типа 4 по формулам:

$$J_x = \frac{\pi D^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] - \sum_{n=1}^k \left[\frac{\pi d_1^4}{64} + (r_1 |\sin(n-1)\alpha|)^2 \frac{\pi d_1^2}{4} \right];$$

$$W_x = \frac{2J_x}{D};$$

где $\alpha = \frac{360^\circ}{k}$; k – количество периферийных отверстий; d_1 – диаметр канала для подвода теплоносителя.

Блок 24. Сообщается об ошибке в исходных данных, так как для валка характерны 4 типа поперечного сечения, а программой ни один из этих типов не найден.

Блок 25. Определяются напряжения изгиба $\sigma_{и}(z)$, напряжения кручения $\tau_{кр}(z)$, эквивалентные напряжения $\sigma_{экр}(z)$ по формулам:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2W_x}; \quad \sigma_{и} = \frac{M}{W_x};$$

$$\sigma_c = k\sigma_{и} + \sigma_{\theta};$$

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau^2}.$$

Блок 26. Следующий шаг по x . Переход на блок 6.

Блок 27. Распечатываются результаты вычислений моментов инерции $J(z)$ и сопротивления $W(z)$, напряжений температурных $\sigma_{\theta}(z)$, изгиба $\sigma_{и}(z)$, кручения $\tau_{кр}(z)$, эквивалентных $\sigma_{экр}(z)$.

Блок 28. Устанавливается на ноль счетчик шагов по валку.

Блок 29. Задается цикл по i от 1 до n .

Блок 30. Присваивается переменной z значение $z + 1$.

Блок 31. Определяются значения момента инерции $J(z)$ и $W(z)$ с использованием подпрограммы, описанной блоками 16 – 23.

Блок 32. Присваиваются переменным $xx(i)$, $WW(i)$ и $JJ(i)$ соответственно следующие значения: $A(i, 5)$, $W(z)$ и $J(z)$.

Блок 33. Задается текущая координата $x = xx(i)$.

Блок 34. Для сечения валка с заданной координатой x определяется изгибающий момент $M(z)$ с использованием подпрограммы, описанной блоками 11 – 15.

Блок 35. Присваивается переменной $MM(i)$ значение $M_{и}(z)$.

Блок 36. Следующий шаг по i , переход на блок 29.

Блок 37. Присваивается переменной J_0 значение момента инерции первой ступени $J(1)$, переменной β_0 – значение 1.

Блок 38. Присваиваются переменным M_0 и f_0 значение 0, переменной Q_0 – значение R_4 .

Блок 39. Задается цикл по m 1 до $z-2$ с шагом 1.

Блок 40. Определяются переменные β_m , $Q(m)$ и $M(m)$ по формулам:

$$\beta_1 = J_0/J_1; \quad \beta_2 = J_0/J_2; \quad \beta_3 = J_0/J_3.$$

$$\Delta Q_n = Q_n (\beta_{n+1} - \beta_n);$$

$$\Delta M_n = M_n (\beta_{n+1} - \beta_n).$$

- Блок 41. Следующий шаг по m , переход на блок 39.
- Блок 42. Присваивается переменной x значение l .
- Блок 43. Осуществляется обнуление переменных QQ , MQ , QM и x (0).
- Блок 44. Задается цикл по m от 1 до $z - 2$ с шагом 1.
- Блок 45. Если разность $(x - xx(m)) \geq 0$, то переходят на блок 46, если это условие не соблюдается, то переходят на блок 47.
- Блок 46. Присваивается переменной cc значение $cc = (x - xx(m))$.
- Блок 47. Присваивается переменной cc значение 0; $cc = 0$.
- Блок 48. Определяется по формуле $QQ = QQ + Q(m) cc^3 / 6$ значение переменной QQ .
- Блок 49. Определяется по формуле $MQ = MQ + M(m) cc^2 / 2$ значение переменной MQ .
- Блок 50. Следующий шаг по m ; переход на блок 44.
- Блок 51. Если $(x - t_3) < 0$, то переходят на блок 53, если это условие не соблюдается, то переходят на блок 52.
- Блок 52. Определяется по формуле $QM = q\beta_2 (x - j_3)^4 / 24 - q\beta_2 (x - l_2)^4 / 24$ значение переменной QM .
- Блок 53. Если $(x - l) < 0$, то переходят на блок 55, если это условие не соблюдается, то переходят на блок 54.
- Блок 54. Определяется по формуле $QM = -q\beta_2 (x - l_1)^4 / 24$ значение переменной QM .
- Блок 55. Определяется значение начального угла поворота Θ_0 .
- Блок 56. Присваивается переменной z значение 0.
- Блок 57. Задается цикл по x от 0 до l с шагом 0,1 м.
- Блок 58. Определяются суммы поперечных сил QQ , изгибающих моментов MQ , распределенных нагрузок QM , действующих слева от текущего сечения вала.
- Блок 59. Выводится счетчик шагов по валку $z < z + 1$.
- Блок 60. Определяется прогиб f в текущем сечении вала.
- Блок 61. Следующий шаг по x ; переход на блок 22.
- Блок 62. Распечатываются результаты вычислений прогиба вала f .
- Блок 63. Конец

Идентификаторы к программе 5

Идентификатор	Обозначение	Наименование величины	Единицы измерения
$A(1, l)$	—	Массив геометрических размеров вала	м
MW	—	Материал вала	—
L	l	Расстояние между валковыми опорами	м
$L1$	l_1	Расстояние от левой опоры до начала действия распределенной нагрузки	м
$L2$	l_2	Расстояние от левой опоры до конца действия распределенной нагрузки	м
Q	q	Распределенная нагрузка, действующая на валок	Н/м
$B1$	b_1	Ширина шпоночного паза шейки вала	м
$T1$	t_1	Глубина шпоночного паза шейки вала	м
NP	n_{Π}	Количество периферийных отверстий бочки вала	—
DP	d_p	Диаметр периферийных отверстий	м
ZP	r_{Π}	Радиус расположения центров периферийных отверстий	м

TV	$t_{\text{вн}}$	Температура теплоносителя	$^{\circ}\text{C}$
TN	$t_{\text{нар}}$	Температура на рабочей поверхности валка	$^{\circ}\text{C}$
E	E	Модуль упругости материала валка	$\text{H}/\text{м}^2$
KT	α	Коэффициент линейного расширения материала валка	$1/^{\circ}\text{C}$
KP	μ	Коэффициент Пуассона материала валка	–
ND	N	Мощность приводного двигателя	кВт
V	U	Линейная скорость вращения валка	м/с
x	x	Текущая координата по оси абсцисс	м
$l(Z)$	l_x	Момент инерции текущего сечения	м^4
$W(Z)$	W_x	Момент сопротивления текущего сечения	м^3
$M(Z)$	$M(x)$	Изгибающий момент в текущем сечении	$\text{H} \cdot \text{м}$

Продолжение табл.

Идентификатор	Обозначение	Наименование величины	Единицы измерения
N	n	Количество ступеней валка	–
$ST(Z)$	σ_t	Температурные напряжения в текущем сечении валка	МПа
$SI(Z)$	$\sigma_{\text{и}}$	Изгибающие напряжения в текущем сечении валка	МПа
$SK(Z)$	τ	Напряжение кручения в текущем сечении валка	МПа
$SE(Z)$	$\sigma_{\text{экр}}$	Эквивалентные напряжения в текущем сечении валка	МПа
$FP(Z)$	f	Прогиб валка в текущем сечении	м
PI	π	Число π	рад
KM	$M_{\text{кр}}$	Крутящий момент на валке	$\text{H} \cdot \text{м}$
$SS(Z)$	σ_c	Суммарные напряжения в текущем сечении валка	МПа
RA RB	$R_A,$ R_B	Реакции в опорах валка A и B	Н
AL	α_1	Угол между центрами смежных периферийных отверстий	\dots°

Программа 5

Расчет напряженно-деформационного состояния валка вальцев

```
99 CLS
100 WIDTH 80
101 DIM j(400), W(400), M(400), MK(400), J7(400), W7(400)
102 DIM SE(400), SI(400), SN(400), SS(400), SK(400)
103 DIM ST(400), ZX(400), X(400), BETA(400), M7(400)
104 DIM FP(400), XX(400), WW(400), JJ(400), MM(400)
105 DIM QS(400), MS(400), QQ(400), QM(400), MQ(400)
106 REM *Ввод исходных данных *
107 DATA 7,1,0.00,0.080,0.0001,0.04,0.00
108 DATA 1,0.00,0.095,0.04,0.11,.00
109 DATA 1,0.04,0.16,0.11,0.19,.04
110 DATA 4,0.04,0.16,0.19,0.35,.04
120 DATA 1,0.04,0.16,0.35,0.43,.04
130 DATA 1,0.04,0.95,0.43,0.394,.04
134 DATA 1,0.04,0.08,0.50,0.54,.04
140 READ N
150 FOR I = 1 TO N: FOR j = 1 TO 6
160 READ A(I, j)
165 NEXT j: NEXT I
170 DATA Сталь 40Л: READ MWS$
180 DATA 0.54,0.12,0.42,36000,135e6 : READ L, L1, L2, Q, SD
190 DATA .024,.009,42,0.0525,0.016 : READ B1, T1, NP, ZP, DP
200 DATA 75,63,2.1E11,10.5E-6,.3,5.5,0.284
210 READ TV, TN, E, KT, KP, ND, V
220 REM * Расчет напряженного состояния валка *
230 RA = Q * (L2 - L1) / 2: PI = 3.14159: NV = V * 60 / PI / A(3, 3): KM = 9740 * ND / NV: Z = 0
235 hx1 = L / 100
240 FOR X = 0 TO L STEP hx1
250 Z = Z + 1: X(Z) = X * 1
260 I = 0
270 I = I + 1
280 IF A(I, 5) > X THEN 300
290 GOTO 270
300 RTF = TV - TN
310 P1 = E * KT * RTF / (2 * (1 - KP) * LOG(A(I, 3) / A(I, 5)))
320 P2 = LOG(A(I, 3) / A(I, 5))
330 ST(Z) = P1 * (1 - 2 * (A(I, 5) / 2) ^ 2 / ((A(I, 3) / 2) ^ 2 - (A(I, 5) / 2) ^ 2) * P2)
340 GOSUB 410: GOSUB 490: GOSUB 580: J7(Z) = j(Z): W7(Z) = W(Z): M7(Z) = M(Z)
350 ZX(M) = ZX(NP)
360 SI(Z) = M(Z) / W(Z): SS(Z) = 1.5 * SI(Z) + ST(Z): SK(Z) = MK(Z) / W(Z) / 2
370 SE(Z) = (1 - KP) / 2 * SS(Z) + (1 + KP) * SQR(SS(Z) ^ 2 + 4 * SK(Z) ^ 2) / 2
380 GOTO 870
390 REM * Подпрограмма *
400 REM * Определение крутящего момента в текущем сечении *
410 IF X < L1 THEN 440
420 IF X < L THEN 430
430 MK(Z) = KM: GOTO 460
440 MK(Z) = 0: GOTO 460
450 MK(Z) = KM * (X - L1) / L2
```

```

460 RETURN
470 REM * Подпрограмма *
480 REM * Определение изгибающего момента в текущем сечении *
490 IF X < L1 THEN 520
500 IF X < L2 + L1 THEN 530
510 M(Z) = RA * X - Q * L2 * (X - L2 / 2 - L1): GOTO 540
520 M(Z) = RA * X: GOTO 540
530 M(Z) = RA * X - Q * (X - L1) ^ 2 / 2
540 RETURN
550 REM * Подпрограмма *
560 REM * Определение геометрических характеристик *
570 REM * текущего сечения *
580 IF A(I, 1) = 1 THEN 660
590 IF A(I, 1) = 2 THEN 690
600 IF A(I, 1) = 3 THEN 720
610 IF A(I, 1) = 4 THEN 750
620 PRINT "Ошибку следует искать в массиве A(i,j)"
630 PRINT "Неверно указан тип поперечного сечения."; I
640 GOTO 1370
650 REM *Сечение типа 1 *
660 j(Z) = PI * (A(I, 3) ^ 4 - A(I, 2) ^ 4) / 64
670 W(Z) = 2 * j(Z) / A(I, 3): GOTO 860
680 REM * Сечение типа 2 *
690 j(Z) = PI * (A(I, 3) ^ 4 - A(I, 2) ^ 4) / 64 - B1 * T1 * (A(I, 3) - T1) ^ 2/4
700 W(Z) = 2 * j(Z) / A(I, 3): GOTO 860
710 REM *Сечение типа 3 *
720 j(Z) = PI * (A(I, 3) ^ 4 - A(I, 2) ^ 4) / 64 - B1 * T1 * (A(I, 3) - T1) ^ 2/2
730 W(Z) = 2 * j(Z) / A(I, 3): GOTO 860
740 REM *Сечение типа 4 *
750 IF ZX(M) <> 0 THEN 830
760 AL = PI * 360 / NP / 180
770 ZX(0) = ZP
780 FOR M = 1 TO NP
790 ZX(M) = (ZP * COS((M - 1) * AL)) ^ 2
800 ZX(M) = ZX(M - 1) + ZX(M)
810 NEXT M
820 ZX(M) = ZX(NP)
830 JX1 = NP * PI * DP ^ 4 / 64 + ZX(M) * PI * DP ^ 2 / 4
840 j(Z) = PI * (A(I, 3) ^ 4 - A(I, 2) ^ 4) / 64 - JX1
850 W(Z) = 2 * j(Z) / A(I, 3)
860 RETURN
870 NEXT X
880 ZX = Z
890 REM * Печать результатов расчетов напряжений в валке *
900 F$ = "O": GOTO 930
910 F$ = "LPT1": GOTO 930
920 F$ = "WAL.DAT"
930 OPEN "O", #1, F$
1180 PRINT TAB(11); "Результаты вычислений": PRINT ""
1190 PRINT "-Реакции в опорах А, В равны соответственно"
1200 PRINT " RA="; RA; "Н, RB="; RA; "Н."
1210 PRINT "-Крутящий момент, действующий на валок"
1220 PRINT " МКР="; KM; "Н*М": PRINT
1230 PRINT " X,м"; " JX(X),м^4"; " WX(X),м^3"; " МИ(X),Н*м";
1240 PRINT " МКР(X),Н*м"
1250 FOR A = 1 TO ZX

```

```

SCREEN 11: LINE (40, 100)-(40, 348): LINE (40, 300)-(300, 300)
LINE (265, 100)-(265, 300): FOR X = 40 TO 300 STEP 7.5
LINE (X, 298)-(X, 302), 6: NEXT X: FOR X1 = 40 TO 300 STEP 75 / 2
LINE (X1, 296)-(X1, 304), 6: NEXT X1: FOR Y1 = 340 TO 100 STEP -4
LINE (38, Y1)-(42, Y1), 7: NEXT Y1: FOR Y2 = 340 TO 100 STEP -20
LINE (36, Y2)-(44, Y2), 7: NEXT Y2: FOR T1 = 300 TO 100 STEP -6
LINE (263, T1)-(267, T1), 6: NEXT T1: FOR T2 = 300 TO 100 STEP -30
LINE (261, T2)-(269, T2), 6: NEXT T2: LOCATE 20, 6: PRINT "0"
LOCATE 20, 10: PRINT "0.1": LOCATE 20, 14: PRINT "0.2": LOCATE 20, 18: PRINT "0.3"
LOCATE 20, 23: PRINT "0.4": LOCATE 20, 28: PRINT "0.5": LOCATE 20, 37: PRINT "X,M"
LOCATE 12, 27: PRINT "Ми(X)": LOCATE 12, 15: PRINT "Мкр(X)"
LOCATE 6, 6: PRINT "Ми, Н*М": LOCATE 13, 1: PRINT "1000": LOCATE 18, 1: PRINT "200"
LOCATE 15, 1: PRINT "600": LOCATE 10, 1: PRINT "1400": LOCATE 8, 1: PRINT "1800"
LOCATE 21, 1: PRINT "-200": LOCATE 6, 32: PRINT "Мкр, Н*М"
LOCATE 16, 35: PRINT "1200": LOCATE 14, 35: PRINT "1800"
LOCATE 12, 35: PRINT "2400": LOCATE 18, 35: PRINT "600"
LINE (40 + X(A) * 375, 300 - M7(A) * .1)-(40 + (X(A) - hx1) * 375, 300 - M71 * .1)
LINE (40 + X(A) * 375, 300 - MK(A) * .1 / 2)-(40 + (X(A) - hx1) * 375, 300 - MK1 * .1 / 2)
M71 = M7(A): MK1 = MK(A)
LOCATE 24, 5: PRINT "Мкр max = "; MK(A); "Н*М"
'1260 PRINT USING " ###"; X(A);
'1270 PRINT USING " #####^"; J7(A); W7(A); M7(A); MK(A)
1280 NEXT A
'1300 PRINT " X,M"; " ST(X),МПa"; " СИ(X),МПa"; " T(X),МПa";
'1310 PRINT " S3KB(X),МПa"
1320 FOR A = 1 TO ZX
LOCATE 23, 2: PRINT "-Крутящий момент, действующий на валок "; " МКР="; KM; "Н*М"
LOCATE 24, 2: PRINT "-Реакции в опорах А, В равны соответственно "; " RA="; RA; "H, RB="; RA; "H"
LINE (50, 100)-(50, 300): LINE (50, 300)-(300, 300): LINE (350, 300)-(600, 300)
LINE (250, 100)-(250, 340): LINE (555, 100)-(555, 300)
LINE (350, 100)-(350, 300): FOR F1 = 300 TO 100 STEP -5
LINE (553, F1)-(557, F1), 6: NEXT F1: FOR F2 = 340 TO 100 STEP -5
LINE (248, F2)-(252, F2), 6: NEXT F2: FOR F3 = 300 TO 100 STEP -5
LINE (348, F3)-(352, F3), 6: NEXT F3: FOR F2 = 300 TO 100 STEP -20
LINE (551, F2)-(559, F2), 6: NEXT F2: FOR F4 = 340 TO 100 STEP -20
LINE (246, F4)-(254, F4), 6: NEXT F4: FOR F5 = 300 TO 100 STEP -20
LINE (346, F5)-(354, F5), 6: NEXT F5: FOR X = 50 TO 300 STEP 5
LINE (X, 298)-(X, 302), 6: NEXT X: FOR X1 = 50 TO 300 STEP 50
LINE (X1, 296)-(X1, 304), 6: NEXT X1: FOR X3 = 350 TO 600 STEP 5
LINE (X3, 298)-(X3, 302), 6: NEXT X3: FOR X4 = 350 TO 600 STEP 50
LINE (X4, 296)-(X4, 304), 6: NEXT X4: FOR Y1 = 300 TO 100 STEP -5
LINE (48, Y1)-(52, Y1), 7: NEXT Y1: FOR Y2 = 300 TO 100 STEP -25
LINE (46, Y2)-(54, Y2), 7: NEXT Y2: LOCATE 20, 45: PRINT "0": LOCATE 20, 56: PRINT "0.4"
LOCATE 20, 62: PRINT "0.6": LOCATE 20, 50: PRINT "0.2": LOCATE 20, 37: PRINT "X,M"
LOCATE 20, 26: PRINT "0.6": LOCATE 20, 13: PRINT "0.2": LOCATE 20, 72: PRINT "X,M"
LOCATE 15, 3: PRINT "7.5": LOCATE 18, 3: PRINT "2.5": LOCATE 20, 7: PRINT "0": LOCATE 20, 18:
PRINT "0.4"
LOCATE 16, 3: PRINT "5.0": LOCATE 13, 3: PRINT "10.0": LOCATE 11, 3: PRINT "12.5"
LOCATE 16, 33: PRINT "6.0": LOCATE 18, 33: PRINT "2.0": LOCATE 14, 33: PRINT "8.0"
LOCATE 17, 33: PRINT "4.0": LOCATE 13, 33: PRINT "10.0": LOCATE 12, 33: PRINT "12.0"
LOCATE 12, 71: PRINT "30.0": LOCATE 18, 71: PRINT "5.0": LOCATE 21, 33: PRINT "-2.0"
LOCATE 17, 71: PRINT "10.0": LOCATE 14, 71: PRINT "20.0": LOCATE 11, 71: PRINT "35.0"
LOCATE 16, 71: PRINT "15.0": LOCATE 13, 71: PRINT "25.0": LOCATE 9, 71: PRINT "40.0"
LOCATE 18, 40: PRINT "5.0": LOCATE 14, 40: PRINT "20.0": LOCATE 17, 40: PRINT "10.0"
LOCATE 12, 40: PRINT "30.0": LOCATE 11, 40: PRINT "35.0": LOCATE 10, 40: PRINT "40.0"

```

```

LOCATE 3, 1: PRINT "ЭПЮРЫ ТЕМПЕРАТУРНЫХ, ИЗГИБАЮЩИХ, ЭКВИВАЛЕНТНЫХ, КАСА-
ТЕЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ"
LOCATE 5, 5: PRINT "ST*0.5,МПа": LOCATE 16, 40: PRINT "15.0"
LOCATE 5, 40: PRINT "SE,МПа": : LOCATE 13, 40: PRINT "25.0"
LOCATE 5, 25: PRINT "SI*0.5,МПа": LOCATE 5, 68: PRINT "SK,МПа":
LOCATE 9, 20: PRINT "ST(X)": LOCATE 16, 23: PRINT "SI(X)"
LOCATE 8, 61: PRINT "SE(X)": LOCATE 14, 60: PRINT "SK(X)"
LINE (50 + X(A) * 250, 300 - ST(A) * .000005)-(50 + (X(A) - HX1) * 250, 300 - ST1 * .000005)
LINE (50 + X(A) * 250, 300 - SI(A) * .000005)-(50 + (X(A) - HX1) * 250, 300 - SI1 * .000005)
LINE (350 + X(A) * 250, 300 - SK(A) * .0000075 / 2)-(350 + (X(A) - HX1) * 250, 300 - SK1 * .0000075 / 2)
LINE (350 + X(A) * 250, 300 - SE(A) * .000004)-(350 + (X(A) - HX1) * 250, 300 - SE1 * .000004)
'1330 PRINT USING " #.###"; X(A);
'1340 PRINT USING " ##.###"; ST(A) / 1000000; SI(A) / 1000000;
'1350 PRINT USING " ##.###"; SK(A) / 1000000; SE(A) / 1000000;
ST1 = ST(A): SI1 = SI(A): SK1 = SK(A): SE1 = SE(A)
NEXT A
1351 MAX = ABS(M7(1))
1352 FOR A = 1 TO ZX
1353 IF ABS(M7(A)) >= MAX THEN MAX = ABS(M7(A))
1354 NEXT A
1360 MAX = ABS(SE(1))
1361 FOR A = 1 TO ZX
1362 IF ABS(SE(A)) >= MAX THEN MAX = ABS(SE(A))
1363 NEXT A
1365 IF MAX <= SD THEN 1366 ELSE 1367
1366 LOCATE 26, 1: PRINT "УСЛОВИЕ ПРОЧНОСТИ ВЫПОЛНЯЕТСЯ, ТАК КАК Sэкр max < [S] ":
GOTO 1368
1367 LOCATE 26, 1: PRINT "УСЛОВИЕ ПРОЧНОСТИ НЕ ВЫПОЛНЯЕТСЯ, ТАК КАК Sэкр max > [S]
"
1368 LOCATE 25, 1: PRINT "Sэкр max ="; MAX / 1000000; "МПа "; "[S]="; SD / 1000000!; "МПа "
1369 END
LOCATE 23, 5: PRINT "Ми max = "; MAX; "Н*м"
1370 PRINT "": IF RZ = 1 GOTO 1710
1380 REM * Определение прогиба валка по методу *
1390 REM * начальных параметров *
1400 Z = 0
1410 FOR I = 1 TO N
1420 Z = Z + 1
1430 GOSUB 580
1440 XX(I) = A(I, 4): WW(I) = W(Z): JJ(I) = j(Z): X = XX(I)
1450 GOSUB 490
1460 MM(I) = M(Z)
1470 NEXT I
1480 MS(0) = 0: QS(0) = RA: FP(0) = 0: J0 = JJ(1): BETA(0) = I
1490 FOR M = 1 TO Z - 2
1500 BETA(M) = j(0) / JJ(M + 1)
1510 QS(M) = -ABS(RA * (BETA(M - 1) - BETA(M)))
1520 MS(M) = MM(M) * (BETA(M - 1) - BETA(M)) * (-1)
1530 NEXT M
1540 X = L
1550 GOSUB 1910
1560 T0 = -(QS(0) * X ^ 3 / 6 + QQ + MQ + QM) / E / J0 / X
1570 S = 0
1575 HX = L / 10
1580 FOR X = 0 TO L STEP HX
1590 GOSUB 1910

```

```

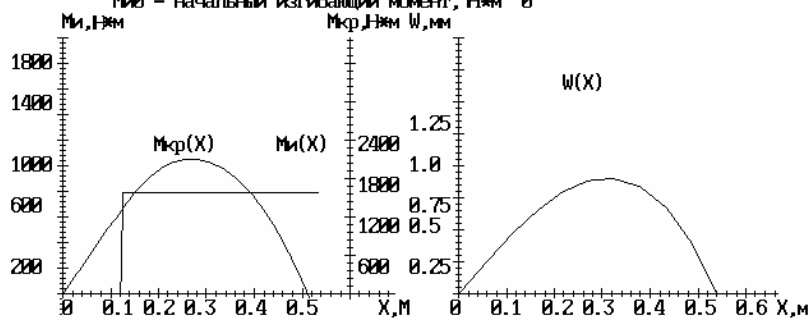
1600 S = S + 1
1610 X(S) = X
1620 FP(S) = T0 * X + (QS(0) * X ^ 3 / 6 + QQ + MQ + QM) / E / J0
1630 NEXT X
1640 LOCATE 1, 10: PRINT "Начальные параметры:"
1650 LOCATE 2, 10: PRINT " W0 - начальный прогиб, м "; FP(0)
1660 LOCATE 3, 10: PRINT " T0 - начальный угол поворота, рад "; T0
1670 LOCATE 4, 10: PRINT " Q0 - начальная поперечная сила, Н "; RA
1680 LOCATE 5, 10: PRINT " Ми0 - начальный изгибающий момент, Н*м "; M0
1710 MJ = INT((S + 3) / 4)
1720 FOR K = 1 TO MJ
1740 FOR I = (4 * K - 3) TO 4 * K
1750 IF I <= S THEN 1780
1760 GOTO 1780
1780 NEXT I
1800 FOR I = (4 * K - 3) TO 4 * K
  IF I = 1 THEN HX = 0 ELSE HX = L / 10
  LINE (350, 100)-(350, 300): LINE (350, 300)-(600, 300)
  FOR X = 350 TO 600 STEP 7.5
  LINE (X, 298)-(X, 302), 6: NEXT X: FOR X1 = 350 TO 600 STEP 75 / 2
  LINE (X1, 296)-(X1, 304), 6: NEXT X1: FOR Y1 = 300 TO 100 STEP -5
  LINE (348, Y1)-(352, Y1), 7: NEXT Y1: FOR Y2 = 300 TO 100 STEP 25
  LINE (346, Y2)-(354, Y2), 7: NEXT Y2: LOCATE 20, 44: PRINT "0"
  LOCATE 20, 48: PRINT "0.1": LOCATE 20, 57: PRINT "0.3": LOCATE 20, 76: PRINT "X,м"
  LOCATE 20, 72: PRINT "0.6": LOCATE 20, 53: PRINT "0.2": LOCATE 20, 76: PRINT "X,м"
  LOCATE 20, 67: PRINT "0.5": LOCATE 20, 62: PRINT "0.4": LOCATE 9, 55: PRINT "W(X)"
  LOCATE 15, 40: PRINT "0.75": LOCATE 18, 40: PRINT "0.25": LOCATE 6, 40: PRINT "W,мм"
  LOCATE 16, 40: PRINT "0.5": LOCATE 13, 40: PRINT "1.0": LOCATE 11, 40: PRINT "1.25"
1810 IF I > S THEN 1840
1812 LINE (350 + X(I) * 375, 300 - FP(I) * 100000)-(350 + (X(I) - HX) * 375, 300 - FP1 * 100000), 7
1815 FP1 = FP(I)
'1820 PRINT USING " ###.###^ ^ ^ "; FP(I) : GOTO 1840
'1830 PRINT " ";
1843 IF ABS(FP(I)) >= MAX1 THEN MAX1 = ABS(FP(I))
LOCATE 25, 5: PRINT "W max = "; MAX1; "м "
1840 NEXT I
1860 NEXT K: IF RZ = 1 THEN 2070
1870 GOTO 2070
1890 REM * Определение суммарных нагрузок слева *
1900 REM * от текущего сечения *
1910 QQ = 0: MQ = 0: XX(0) = 0: QM = 0
1920 FOR M = 1 TO Z - 2
1930 IF X - XX(M) >= 0 THEN 1950
1940 CC = 0: GOTO 1960
1950 CC = X - XX(M)
1960 QQ = QQ + QS(M) * CC ^ 3 / 6
1970 MQ = MQ + MS(M) * CC ^ 2 / 2
1980 NEXT M
1990 IF X - L < 0 THEN 2010
2000 QM = Q * BETA(2) * (X - L) ^ 4 / 24 - Q * BETA(2) * (X - L1) ^ 4 / 24
2010 IF X - L1 < 0 THEN 2030
2020 QM = -Q * BETA(2) * (X - L1) ^ 4 / 24
2030 RETURN: END
2070 END: REM * Конец программы *

```

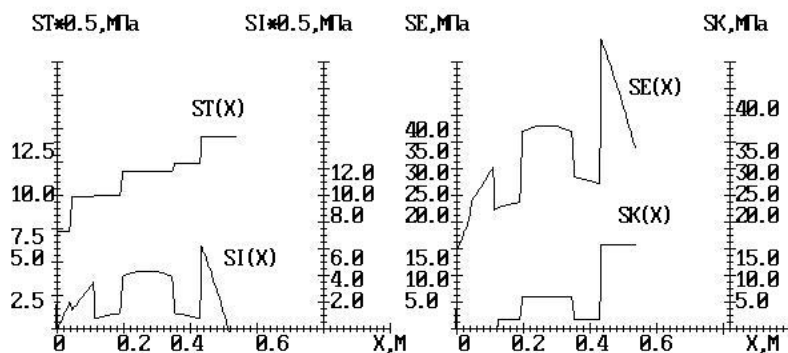
Результаты расчета программы 5

Начальные параметры:

W_0 - начальный прогиб, м 0
 T_0 - начальный угол поворота, рад $4.358902E-03$
 Q_0 - начальная поперечная сила, Н 5400
 M_0 - начальный изгибающий момент, Н·м 0



$M_i \text{ max} = 1053 \text{ Н}\cdot\text{м}$
 $M_{kr} \text{ max} = 1580.234 \text{ Н}\cdot\text{м}$
 $W \text{ max} = 9.02203E-04 \text{ м}$



-Крутящий момент, действующий на валок $M_{KP} = 1580.234 \text{ Н}\cdot\text{м}$
 -Реакции в опорах А, В равны соответственно $R_A = 5400 \text{ Н}$, $R_B = 5400 \text{ Н}$
 $\sigma_{\text{сжв}} \text{ max} = 54.182716 \text{ МПа}$ $[\sigma] = 135 \text{ МПа}$
 УСЛОВИЕ ПРОЧНОСТИ ВЫПОЛНЯЕТСЯ, ТАК КАК $\sigma_{\text{сжв}} \text{ max} < [\sigma]$

Чтобы продолжить, нажмите любую клавишу