

Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
"Тамбовский государственный технический университет"

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

ИНЖЕНЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПРЕССОВОГО И ЛИТЬЕВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Утверждено Учёным советом университета в качестве
учебного пособия для студентов, обучающихся по направлениям
подготовки бакалавров и магистров 150400, 151900, 261700, 150700



Тамбов
Издательство ГОУ ВПО ТГТУ
2011

УДК 678.078.2.002.5(075)
ББК Л710.2-5я73
И622

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор ГОУ ВПО ТГТУ
Н.П. Жуков

Кандидат технических наук,
заместитель директора ОАО "НИИРТМаш",
В.Н. Шашков

И622 Инженерная оптимизация прессового и литейного оборудования : учебное пособие / А.С. Клинков, М.В. Соколов, В.И. Кочетов, В.Г. Однолько, И.В. Скопинцев. – Тамбов : Изд-во ГОУ ВПО ТГТУ, 2011. – 80 с. – 100 экз. – ISBN 978-5-8265-0982-1.

Рассмотрены современное состояние и перспективы развития расчёта и оптимизации конструктивных параметров прессового и литейного оборудования для переработки полимерных материалов в изделия и детали. Особое внимание уделено постановке и решению задач минимизации массы основных тяжело нагруженных деталей применяемого оборудования.

Предназначено для студентов, обучающихся по направлениям подготовки 150400 "Технологические машины и оборудование", 151900 "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств", 261700 "Технология полиграфического и упаковочного производства", 150700 "Машиностроение" при выполнении курсовых проектов и магистерских диссертаций по разработке конструкций минимальной массы прессового и литейного оборудования.

УДК 6678.078.2.002.5(075)
ББК Л710.2-5я73

ISBN 978-5-8265-0982-1

© Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Тамбовский государственный технический университет" (ГОУ ВПО ТГТУ), 2011

ВВЕДЕНИЕ

В условиях рыночной экономики предприятие по переработке полимерных материалов сможет оставаться конкурентоспособным лишь в том случае, если будет использовать современную технологию производства, прогрессивное оборудование минимальной металлоёмкости и затрачивать на производство минимальное количество энергоресурсов.

Переворужение производства предусматривает привлечение общественных инвестиций. Более целесообразным, по нашему мнению, в сложившихся экономических условиях будет модернизация существующего оборудования путём замены его основных рабочих узлов и деталей на новые, спроектированные на основе современных методов расчёта, учитывающих минимизацию их массы и качество конечного продукта.

Базовым оборудованием для получения различных штучных изделий, определяющих технологическую мощность предприятия и качество полученных изделий, являются прессовое и литейное оборудование: гидравлические прессы колонного, рамного и челюстного типов; литейные машины горизонтального и вертикального типов. Основными элементами этих машин являются: станины прессов различных типов конструкций; обогреваемый (охлаждаемый) материальный цилиндр; червяк, вращающийся относительно своей оси и движущийся поступательно вдоль неё, создавая высокое давление литья (впрыска).

Станины, материальные цилиндры и другие несущие узлы прессового и литейного оборудования должны обладать достаточными прочностными характеристиками и выдерживать расчётные силовые нагрузки.

В учебном пособии представлены новые методы расчёта, приведены алгоритмы и программное обеспечение, позволяющие производить автоматизированный расчёт и проектирование конструкций прессового и литейного оборудования. С их помощью можно рассчитать конструктивные параметры основных тяжело нагруженных деталей при условии минимальной их массы и ограничениях на прочность материала (жёсткость, устойчивость конструкции).

Разработанные авторами методики основываются на базовых теориях прочности и более точных расчётных моделях, построенных для процесса оптимизации конструкций основных тяжело нагруженных элементов прессового и литейного оборудования.

1. ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЁТЫ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ЛИТЬЕВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

1.1. МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ

Червяки пластикационных устройств. В процессе работы пластикационного устройства червяк испытывает большие нагрузки. Он передаёт значительные крутящие моменты, подвергается истиранию из-за трения о стенку цилиндра и перерабатываемый материал, может испытывать воздействие агрессивных сред (при переработке жёсткого поливинилхлорида и его сополимеров выделяется соляная кислота). Для переработки подобных материалов червяк должен обладать высокой коррозионной устойчивостью.

Большинство перерабатываемых материалов в процессе пластикации не выделяют особенно активных агрессивных сред. Для переработки таких материалов червяки целесообразно изготавливать из азотированных сталей, так как ввиду большой длины и сложного профиля нарезки червяков наилучшим видом их термообработки, исключая коробление, является азотирование. Азотируемый слой обладает высокой твёрдостью, сохраняя свои свойства при температурах 773К-823К, и большой устойчивостью против истирания. Азотирование повышает химическую устойчивость против коррозии во многих агрессивных средах. В настоящее время для упрочнения червяков используют процесс ионитрирования.

Гальванически хромированные червяки недолговечны, так как наличие температурных напряжений и напряжений, возникающих от деформации кручения в процессе работы червяка, приводит к растрескиванию, а затем и шелушению слоя хрома.

Хорошие результаты работы показали червяки из азотируемой стали марок 38ХМЮА, 40ХН2МА. Достигаемая при азотировании или ионитрировании твёрдость поверхности червяка составляет HRA 70-74. После азотирования рабочую поверхность червяка и шлифуют, а затем полируют.

Для переработки материалов, у которых температура пластикации близка к температуре разложения, червяки следует изготавливать из высоколегированных коррозионно-устойчивых сталей марок 9Х18, 1Х17Н2, 14Х17Н2.

Для увеличения долговечности червяков некоторые зарубежные фирмы производят наплавку витков по наружному диаметру твёрдыми сплавами (стеллитом, сормайтотом) и проводят насыщение поверхности червяков ионами азота методом ионитрирования. Поверхность червяков обрабатывают по 9, 10 классу точности.

Цилиндры пластикационных устройств. Пластикационные и инжекционные цилиндры литьевых машин выполняются из круглого проката или цилиндрических поковок. Пластикационные цилиндры в большинстве случаев изготовляют цельными и реже составными, с запрессованными в них гильзами. Цилиндры и гильзы обычно выполняют из азотированной стали марок 38ХМЮА, 40ХН2МА. Твёрдость поверхности отверстия цилиндра или гильзы должна быть меньше твёрдости червяка на 8...10 единиц, что предотвращает их взаимный зади́р и попадание стружки в расплав полимера, а также заклинивание червяка в цилиндре машины. Инжекционные цилиндры эксплуатируют при высоких рабочих давлениях (до 200 МПа) и высоких рабочих температурах (до 673 К). Поверхность отверстия цилиндра в рабочей зоне обрабатывается до 9 класса, а зоны загрузки – до 7 класса точности.

Плиты механизмов замыкания литьевых машин с усилием до 800 кН изготовляют из листового проката стали 45 (ГОСТ 1050–88). Рабочие поверхности обрабатывают по 6, 7 классу шероховатости поверхности. Плиты четырёхколонных машин обычно изготовляют из сталей 35Л, 40Л и 45Л (ГОСТ 977–88) и значительно реже применяют сварные конструкции из листового проката стали 35. Для вертикальных литьевых машин основание обычно выполняют из чугуна СЧ 21. Конструкция выбирается в зависимости от условий изготовления коробчатого или таврового сечения с расчётным допускаемым напряжением изгиба $[\sigma] = 30...40$ МПа.

Подвижные плиты (перекладины) прессового оборудования изготовляют литыми из стали или чугуна или сварными из стального листа.

Направляющие колонны литьевых машин обычно изготовляют из сталей 35, 40, 45 (ГОСТ 1050–88) и 40Х (ГОСТ 4543–71), которые мало чувствительны к концентрации напряжений и хорошо переносят пульсирующие нагрузки. Рабочую поверхность колонн, по которым перемещается подвижная плита, тщательно шлифуют до 8 или 9 класса шероховатости по ГОСТ 2789–73. Остальные поверхности колонн обрабатываются по 6 классу шероховатости. Для повышения износостойкости рабочие поверхности колонны подвергаются поверхностной закалке токами высокой частоты, хромированию или азотирова-

нию (последний метод применяют для колонн из стали марки 38ХМЮА). Колонны гидравлических прессов обычно изготавливают из Ст5 или низколегированных сталей.

Гайки колонн изготавливаются из углеродистой стали марок 35, 40, 45 (ГОСТ 1050–88) и 40Х (ГОСТ 4543–71).

Материалом для изготовления **опорных полуколец** служит сталь марки 45 или 40Х. Боковые поверхности полуколец обрабатываются по 7 классу шероховатости.

Гидроцилиндры. На современных литьевых машинах устанавливают: стальные кованные цилиндры, когда давление превышает 18...20 МПа при скорости перемещения поршня более 0,2 м/с; чугунные литые цилиндры или цилиндры из труб, когда давление менее 15 МПа и скорости перемещения поршня не более 0,2 м/с; стальные литые цилиндры при больших диаметрах поршня и давлениях до 32 МПа. Стальные литые цилиндры получили наибольшее распространение для привода простых и двухступенчатых гидравлических механизмов, а также перемещения инжекционного червяка (или поршня). На литьевых машинах большой мощности применяют преимущественно плунжеры, которые при диаметрах более 200 мм выполняют пустотельными. Плунжеры изготавливают из чугуна СЧ 21 и сталей 35Л, 35 и 45.

Гидроцилиндры прессов выполняют чаще всего из стали 35. Кованные цилиндры изготавливают из углеродистых или низколегированных сталей. Для рабочих давлений до 20 МПа используют литые цилиндры. При рабочих давлениях не более 32 МПа применяются литые стальные цилиндры из стали 35Л.

Плунжеры гидроцилиндров малого диаметра (до 200...250 мм) выполняются сплошными из углеродистой стали. Рабочая поверхность таких плунжеров имеет твёрдость 35...40 единиц HRC. При применении хромомолибденовых сталей поверхностная твёрдость достигает 65...85 единиц HRC.

Для облегчения, плунжеры больших диаметров часто выполняют полыми, причём их обычно изготавливают литыми из стали. Плунжеры, изготовленные из отбеленного чугуна, обладают поверхностной твёрдостью 55...75 единиц HRC. В связи с высокой хрупкостью применять такие плунжеры на прессах с верхним рабочим цилиндром не следует, так как в случае поломки плунжера может произойти падение плиты, что может привести к несчастным случаям.

Станины прессов изготавливают сварными из стального листа или проката, а также литыми из стали или модифицированного чугуна. Применяемые материалы: чугунное литье СЧ 24; стальное литье 35Л, 45Л; листовой прокат (для сварных конструкций) из стали марки Ст3.

1.2. ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЁТЫ ЧЕРВЯКОВ ИНЖЕКЦИОННЫХ МЕХАНИЗМОВ ЛИТЬЕВЫХ МАШИН

Червяк в машине для литья под давлением выполняет следующие функции: осуществляет набор заданного для впрыска объёма материала, совершая вращательное движение и перемещаясь при этом назад; впрыскивает в оформляющую полость подготовленную порцию материала при заданном давлении впрыска, выполняя роль поршня и совершая поступательное движение вперед.

При проверке прочности червяков нужно учитывать следующие внешние силовые факторы: осевое усилие, возникающее от давления расплава на торцевую поверхность конца червяка, и крутящий момент, подводимый к хвостовику. Наиболее нагруженным является поперечное сечение сердечника червяка под загрузочным окном, так как крутящий момент здесь имеет максимальное значение, а площадь этого сечения минимальна.

В современных машинах для литья под давлением в процессе набора дозы материала рабочие давления, возникающие в цилиндре, невелики (не превышают давления запираения сопла инжекционного цилиндра), а при впрыске рабочее давление может достигать значений 200 МПа и выше.

Поскольку в процессе набора дозы материала рабочее давление, действующее на червяк, невелико, то проверять червяк на продольную устойчивость от осевого усилия и на прогиб под действием собственного веса во избежание касания стенок цилиндра не обязательно по следующим причинам. Поскольку винтовой канал нарезки червяка заполнен материалом, то затекающий в зазор между гребнем нарезки и цилиндром расплав образует смазочный слой, надёжно предотвращающий касание червяка и цилиндра; червяк оказывается как бы плавающим на этой жидкостной подушке расплава материала. Она же оказывает и поддерживающее воздействие на червяк, предотвращающее потерю им продольной устойчивости, которая произошла бы, если бы червяк был нагружен аналогичным образом и находился бы вне цилиндра с материалом [1 – 3]. Однако, опыт эксплуатации литьевых машин показывает, что червяки интенсивно изнашиваются в зоне дозирования. Это говорит о том, что передний конец червяка в процессе работы всё же скользит по внутренней поверхности цилиндра, что может происходить на стадии впрыска материала в оформляющую полость пресс-формы под высоким давлением. Поэтому, кроме расчётов

на прочность и жёсткость, сердечник червяка должен проверяться на устойчивость от осевого усилия, возникающего при впрыске.

При расчёте червяков на прочность в машинах для литья под давлением необходимо учитывать следующие действующие усилия:

1. Осевое усилие, развиваемое гидроцилиндром впрыска, P_1 , (Н)

$$P_1 = \frac{\pi D_n^2}{4} p_r,$$

где p_r – рабочее давление жидкости в гидроцилиндре впрыска, МПа; D_n – диаметр поршня гидроцилиндра, м.

2. Осевое усилие, развиваемое при вращении червяка, P_2 , (Н)

$$P_2 = \frac{9550N}{nR_{cp} \operatorname{tg}\varphi},$$

где N – мощность привода червяка в кВт; n – частота вращения червяка, об/мин; φ – угол подъёма винтовой линии, град, $\operatorname{tg}\varphi = \frac{t}{\pi D_{ch}}$, где t – шаг нарезки червяка, м; D_{ch} – наружный диаметр червяка, м; R_{cp} – средний радиус червяка, м

$$R_{cp} = \frac{D_{ch} + d_B}{2},$$

где d_B – диаметр сердечника червяка в зоне загрузки, м.

Суммарное осевое усилие, действующее на червяк, в машинах для литья под давлением, P (в кН)

$$P = P_1 + P_2.$$

3. Собственный вес червяка.

4. Результирующее усилие, вызывающее поперечный изгиб червяка из-за неоднородной вязкости расплава в различных радиальных сечениях, перпендикулярных к оси червяка.

5. Окружное усилие на червяке при его вращении. Под действием указанных усилий червяк находится в процессе работы в сложном напряжённом состоянии, испытывая деформацию сжатия, кручения и изгиба.

Схема расчёта червяка и его опор представлена на рис. 1.1. Методика расчёта червяка на прочность и продольный изгиб изложена в [5], программа расчёта на ЭВМ представлена в прил. (Программа 1).

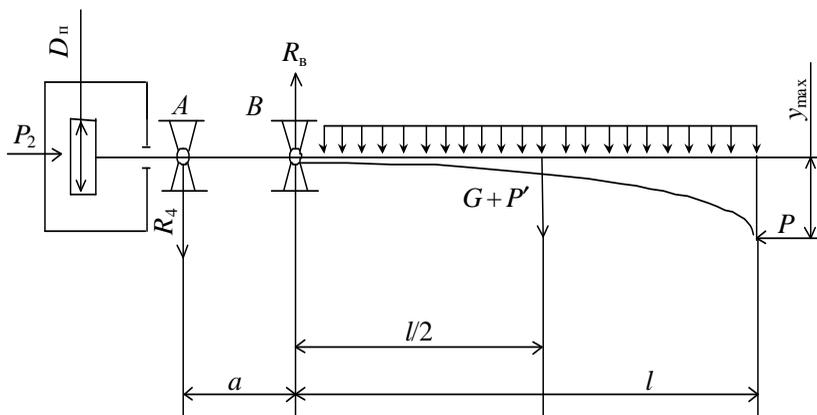


Рис. 1.1. Расчётная схема нагружения червяка

1.3. РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ МИНИМИЗАЦИИ МАССЫ КОНСТРУКЦИИ ШНЕКА С ОСЕВЫМ ОТВЕРСТИЕМ И РАЗРЫВНЫМИ ВИТКАМИ

Вопросы прочности подобного типа конструкции изложены ранее [5], поэтому ограничимся записью расчётных формул для определения максимального эквивалентного напряжения и максимального прогиба шнека (рис. 1.2):

$$\max \sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\left(\frac{M_{\text{max}}}{W_0} + \frac{N_{\text{п}}}{F} + \frac{N_{\text{п}} W}{W_0}\right)^2 + \left(\frac{M_{\text{кр}}}{W_0}\right)^2} \leq [\sigma], \quad (1.1)$$

$$\max W = \frac{W_{\text{max}}}{1 - \frac{N_{\text{п}}}{N_3}} \leq [W], \quad (1.2)$$

где R_1, R_2, R_0 – радиусы витков, сердечника, осевого отверстия шнека, соответственно; e – ширина витка шнека; $W_0 = \frac{\pi R_2^3}{2} \left(1 - \left(\frac{R_0}{R_2}\right)^4\right)$ – осевой момент сопротивления шнека изгибу;

$F = \pi(R_2^2 - R_0^2)$ – площадь поперечного сечения вала шнека; $[W]$ – допускаемый прогиб вала шнека, который не должен превышать величины радиального зазора между гребнем винтовой нарезки и внутренней поверхностью материального цилиндра.

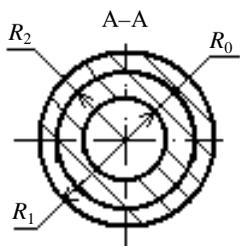


Рис. 1.2. Поперечное сечение шнека с осевым отверстием:
 $(R_1 - R_2) \equiv x_1$; $e \equiv x_2$;
 $R_0 \equiv x_3$

Основная цель данного проектирования состоит в том, чтобы на основании расчётных формул (1.1) и (1.2) найти такие оптимальные геометрические параметры шнека, которые наряду с прочностными характеристиками и эффективным отводом тепла обеспечивали бы минимальную массу конструкции (1.3).

$$M(\bar{x}) = \pi \rho \left[l_0 (R_1 - x_1)^2 + (R_1 - x_1)^2 l + \right. \\ \left. + (2(R_1 - x_1/2)/\cos\beta) x_1 x_2 n - x_3^2 (l_0 + l) \right]. \quad (1.3)$$

В связи с этим ставится задача: найти вектор параметров управления $\bar{x} = (x_1, x_2, x_3)$, который минимизирует целевую функцию, характеризующую расход материала (массы). При этом должны выполняться ограничения по прочности:

$$\max \sigma_3 \leq [\sigma]; \quad (1.4)$$

$$\max W \leq [W]; \quad (1.5)$$

и геометрические ограничения по параметрам управления

$$a_i \leq x_i \leq b_i, \quad (i = 1, 2, 3, 4). \quad (1.6)$$

Здесь $\max \sigma_3$, $\max W$ – максимальное эквивалентное напряжение и прогиб шнека, определяемые по формулам (1.1) и (1.2); $[\sigma]$, $[W]$ – допускаемое напряжение для материала шнека и допускаемый прогиб для конструкции системы шнек-цилиндр; $M(\bar{x})$ – масса шнека; x_i – геометрические размеры составного цилиндра, которые принимаются равными: a_i , b_i – наименьшее и наибольшее значения параметров управления; ρ – плотность материала цилиндров.

При проектировании конструкции минимальной массы $M(x)$ использован метод скользящего допуска (МСД) [24].

Для шнека со следующими исходными данными: $R_1 = 0,032$ м; $p = 5$ МПа; $l_0 = 0,016$ м; $l = 0,704$ м; $n = 10$ витков (разрыв после второго витка); $[\sigma] = 325$ МПа; $[W] = 0,01R_1$ мм; $(0,001 \leq x_1 \leq 0,006)$ м; $(0,001 \leq x_2 \leq 0,004)$ м; $(0,001 \leq x_3 \leq 0,007)$ м; материал шнека сталь; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$; $\rho = 7,85 \cdot 10^3$ кг/м³ с помощью программы "minMSCRE" (прил., Программа 2), реализующей алгоритм МСД (блок-схема приведена на рис. 1.3), получены следующие значения оптимальных параметров конструкции: $x_1^* = 0,0024$ м; $x_2^* = 0,0011$ м; $x_3^* = 0,0058$ мм. При этом минимальная масса шнека составила $M_{\min}^* = 12,5$ кг.

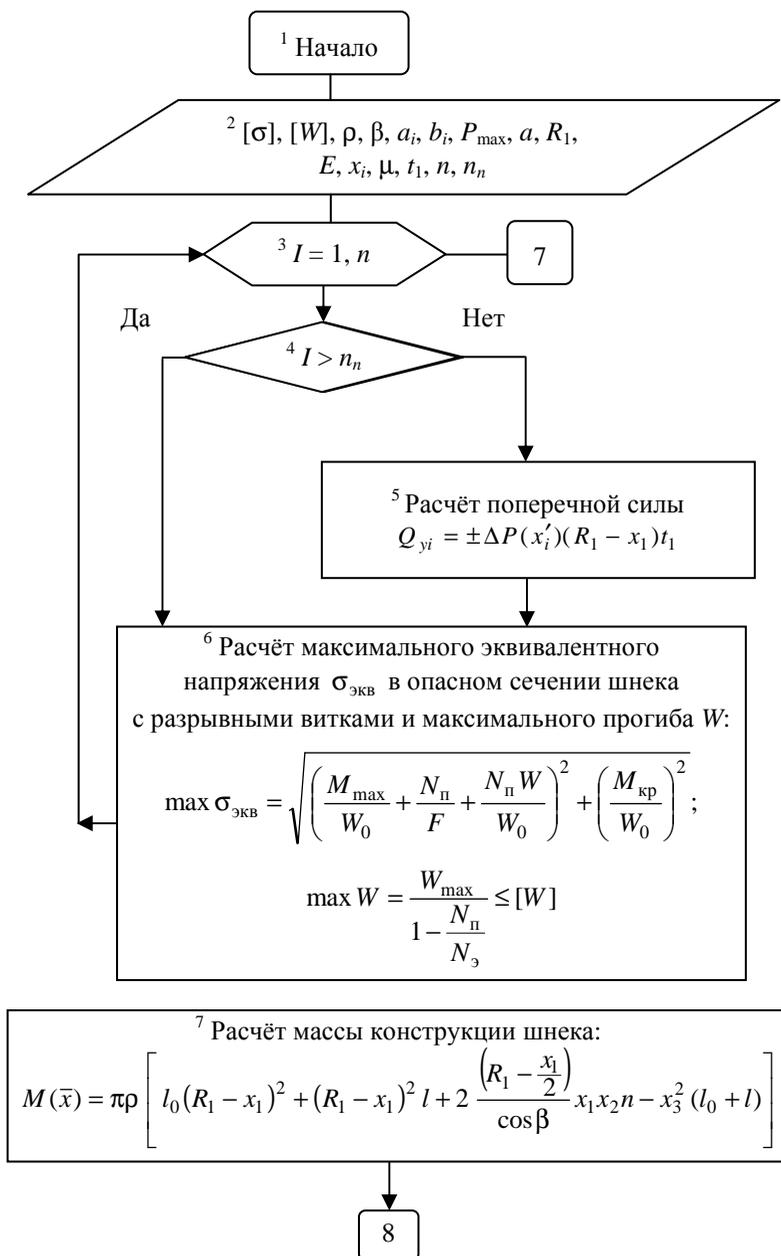


Рис. 1.3. Блок-схема алгоритма минимизации массы шнека с разрывными витками

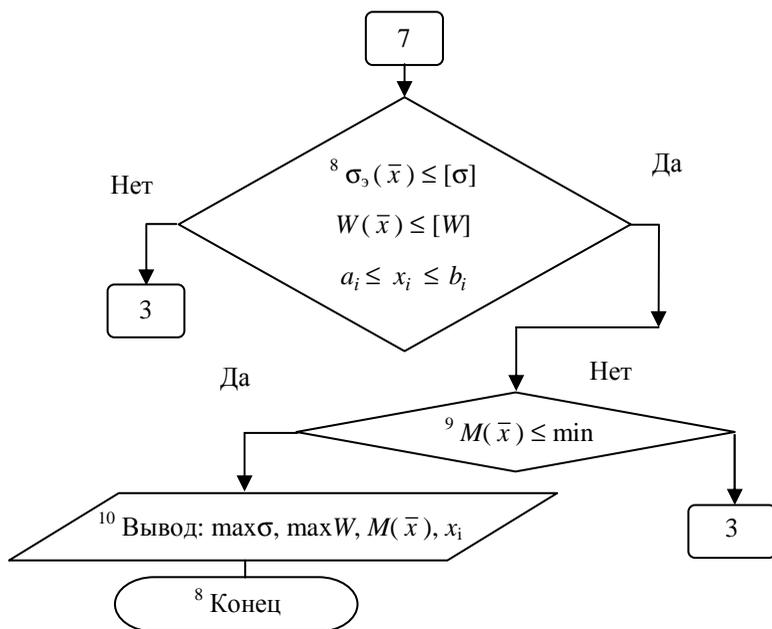


Рис. 1.3. Окончание

1.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СОСТАВНОГО ЦИЛИНДРА ПЛАСТИКАЦИИ ЛИТЬЕВЫХ МАШИН

В машинах для литья под давлением термопластов и реактопластов в качестве цилиндров пластикации используются обычно однослойные толстостенные цилиндры или двухслойные цилиндры с гильзами. Методики прочностных расчётов таких цилиндров приводятся в [5, 6].

В литьевых машинах для литья под давлением эластомеров однослойные цилиндры пластикации в силу большой толщины стенки не обеспечивают быстрого отвода тепла от внутренней поверхности. Кроме того, при высоких внутренних давлениях, достигающих до 250 МПа, однослойные цилиндры не удовлетворяют условию прочности. Поэтому весьма актуальны вопросы создания двухслойных цилиндров пластикации, удовлетворяющих как условию прочности, так и ускоренному охлаждению.

Поставленную проблему можно решить, применив двухслойные цилиндры с натягом, имеющие на внутренней поверхности наружного цилиндра кольцевые канавки для охлаждения стенок внутреннего цилиндра (рис. 1.4).

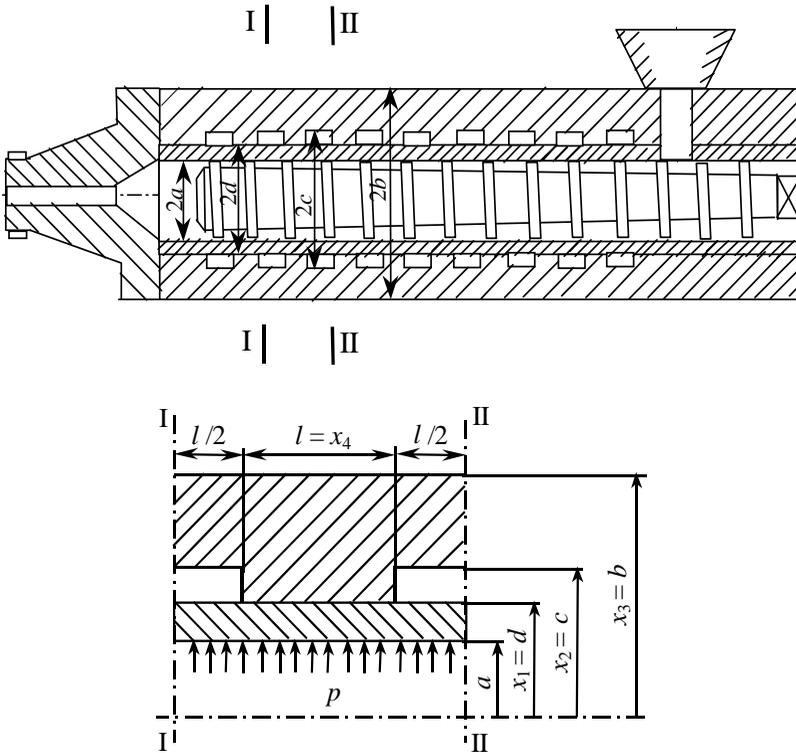


Рис. 1.4. Конструкция двухслойного цилиндра пластикации

Вопросы прочности подобного типа конструкции изложены в [5]. Поэтому ограничимся приведением расчётных формул для максимальных эквивалентных напряжений по IV теории прочности соответственно для внутреннего и наружного цилиндров:

$$\max \sigma_{\text{Э}1\text{max}} = p \left\{ \frac{1}{2} \left[\left[\left(\frac{a}{d-a} + \mu \frac{l^2}{2(d-a)^2} \right) - \frac{2a}{d} \frac{d}{2(d-a)} - \frac{l^2}{2(d-a)^2} \right]^2 + \left[\frac{l^2}{2(d-a)^2} + 1 \right]^2 \right] + \left[\left(\frac{a}{d-a} + \mu \frac{l^2}{2(d-a)^2} \right) - \frac{2a}{d} \frac{d}{2(d-a)} + 1 \right]^2 \right\} \quad (1.7)$$

$$\max \sigma_{\varepsilon_{2\max}} = p \sqrt{\frac{a^2}{c^2} \left[\left(\frac{\beta^2 + 1}{\beta^2 - 1} \right)^2 + 1,8 \frac{\beta^2 + 1}{\beta^2 - 1} + 1,56 \right]}, \quad (1.8)$$

где $\beta = \frac{b}{c}$; a – внутренний радиус внутреннего цилиндра, м; d – наружный радиус внутреннего цилиндра, м; c – внутренний радиус наружного цилиндра, м; b – наружный радиус наружного цилиндра, м; l – ширина кольцевой канавки, м; p – рабочее давление внутреннего цилиндра, МПа; μ – коэффициент Пуассона для материала цилиндра.

Основная цель данного проектирования состоит в том, чтобы на основании расчётных формул (1.7) и (1.8) найти такие оптимальные геометрические параметры двухслойного цилиндра, которые наряду с прочностными характеристиками и эффективным отводом тепла обеспечивали бы минимальную массу конструкции.

В связи с этим ставится задача: найти вектор управляемых параметров $x = (x_1, x_2, x_3, x_4)^T$, который минимизирует целевую функцию, характеризующую расход материала (массы)

$$M(x) = \pi \rho \left[2 \left(\frac{x_2}{x_1} - a \right)^2 + \left(\frac{x_2}{x_2} - x_1 \right)^2 + 2 \left(\frac{x_2}{x_3} - x_2 \right)^2 \right]. \quad (1.9)$$

При этом должны выполняться ограничения по прочности:

$$- \text{ для внутреннего цилиндра } \max \sigma_{\varepsilon_1} \leq [\sigma]_1; \quad (1.10)$$

$$- \text{ для наружного цилиндра } \max \sigma_{\varepsilon_2} \leq [\sigma]_2; \quad (1.11)$$

и геометрические ограничения по управляемым параметрам

$$a_i \leq x_i \leq b_i, \quad (i = 1, 2, 3, 4). \quad (1.12)$$

Здесь $\max \sigma_{\varepsilon_1}$, $\max \sigma_{\varepsilon_2}$ – максимальные эквивалентные напряжения соответственно для внутреннего и наружного цилиндров, определяемые по формулам (1.7) и (1.8); $[\sigma]_1$, $[\sigma]_2$ – допускаемые напряжения для материалов внутреннего и наружного цилиндров; $M(x)$ – масса участка составного цилиндра единичной длины; x_i – геометрические размеры составного цилиндра, которые принимаются равными: a_i , b_i – наименьший и наибольший значения управляемых параметров; ρ – плотность материала цилиндров.

При проектировании конструкции минимальной массы $M(x)$ использован метод скользящего допуска (МСД).

Для составного цилиндра со следующими исходными данными: $a = 22,5$ мм; $p = 150$ МПа; $[\sigma]_1 = 566$ МПа; $[\sigma]_2 = 434$ МПа; $25 \leq x_1 \leq 32$ мм; $30 \leq x_2 \leq 37$ мм; $42 \leq x_3 \leq 52$ мм; $8 \leq x_4 \leq 15$ мм; материал цилиндров сталь; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$; $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³ с помощью программы "minMT-LC" (прил., Программа 4), реализующей алгоритм МСД (блок-схема приведена на рис. 1.5.), получены следующие значения оптимальных параметров конструкции: $x_1^* = 25,6$ мм; $x_2^* = 33,6$ мм; $x_3^* = 42$ мм; $x_4^* = 8$ мм. При этом минимальная масса участка составного цилиндра единичной длины составила $M_{\min}^* = 0,05$ кг.

Для приближённой оценки оптимальных геометрических параметров составного цилиндра на этапе предварительного проектирования при решении поставленной задачи может быть использован принцип дискретной равнопрочности с применением итерационного метода. При построении области допустимых проектных решений ограничения по прочности (1.10) и (1.11) можно привести к виду

$$K_j^n(x_i) - 1 = 0, \quad (j = 1, 2), \quad (1.12)$$

где $K_j^n(x) = \frac{\sigma_{\Delta j}}{[\sigma]_j}$.

Систему уравнений (1.7) можно решать относительно одного параметра x_i [остальные x_k ($k \neq i$) фиксированы] с заданной точностью $|K_j^n(x_i) - 1| \leq \varepsilon$ (здесь ε – сколь угодно малое число). Для этого используют итерационный метод, основанный на формуле

$$x_i^{(p+1)} = x_i^{(p)} + x_i^{(p)} r^{-1} |K_j(x_i^{(p)}) - 1|, \quad (1.13)$$

где p – номер итерации; r – параметр, определяющий сходимость итерационного процесса (для нашего случая $r = 2$).

Решение системы (1.12) позволяет определить в первом приближении параметры составного цилиндра дискретно равнопрочного проекта [14]. С помощью программы "ITERA" (см. блок-схему рис. 1.6 и прил., Программа 3), используя вышеприведённые исходные данные, получены решения задачи по определению оптимальных параметров $\overline{x_1^*}$ и $\overline{x_2^*}$ в виде кривых ограничений (рис. 1.5) (Аналогично можно построить кривые ограничения для определения параметров $\overline{x_3^*}$ и $\overline{x_4^*}$).

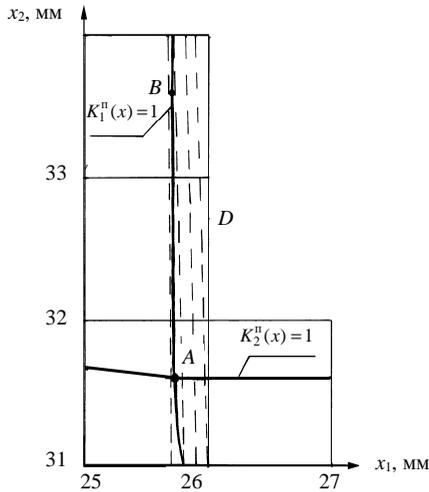


Рис. 1.5. Кривые ограничения по прочности для составного цилиндра пластизации:

- т. *A* ($x = 25,7$ мм; $x = 31,6$ мм) – дискретно-равнопрочный проект;
т. *B* ($x = 25,6$ мм; $x = 33,6$ мм) – проект минимальной массы

Итерационный процесс для указанных выше исходных данных сошёлся за 50 итераций с заданной точностью $\epsilon = 0,01$ и ограничения на параметры $5 \leq x_i \leq 45$ мм ($i = \overline{1; 4}$).

т. *A* ($x = 25,7$ мм; $x = 31,6$ мм) – дискретно-равнопрочный проект;

т. *B* ($x = 25,6$ мм; $x = 33,6$ мм) – проект минимальной массы.

В результате был получен дискретно-равнопрочный проект конструкции с параметрами $\tilde{x}_1^* = 25,7$ мм; $\tilde{x}_2^* = 31,6$ мм; $\tilde{x}_3^* = 44$ мм; $\tilde{x}_4^* = 8$ мм.

Масса конструкции единичной длины составила $\tilde{M}^* = 0,061$ кг.

Точка пересечения кривых ограничения $K_j^n(x)$ ($j = 1, 2$) для гильзы и кольца даёт геометрические параметры для дискретно-равнопрочной конструкции (т. *A*, рис. 1.5). Как видно из приведённых результатов, проект конструкции минимальной массы $M_{\min}^* = 0,05$ кг в 1,22 раза меньше дискретно-равнопрочного проекта $\tilde{M}_{\min}^* = 0,061$ кг, что даёт возможность принять для окончательного варианта оптимальные параметры конструкции минимальной массы: $x_1^* = 25,6$ мм; $x_2^* = 33,6$ мм; $x_3^* = 42$ мм; $x_4^* = 8$ мм.

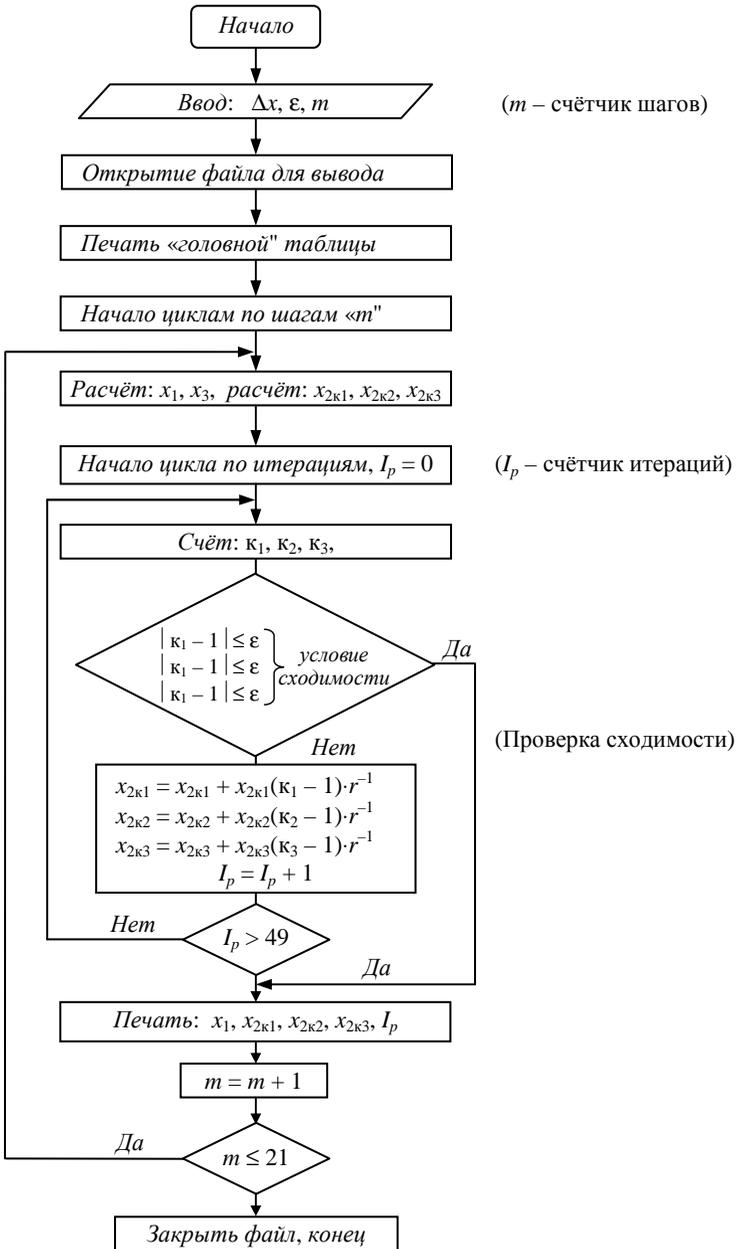


Рис. 1.6. Блок-схема алгоритма итерации решения системы трёх нелинейных уравнений для трёх переменных x_i ($i = 1, 2, 3$)

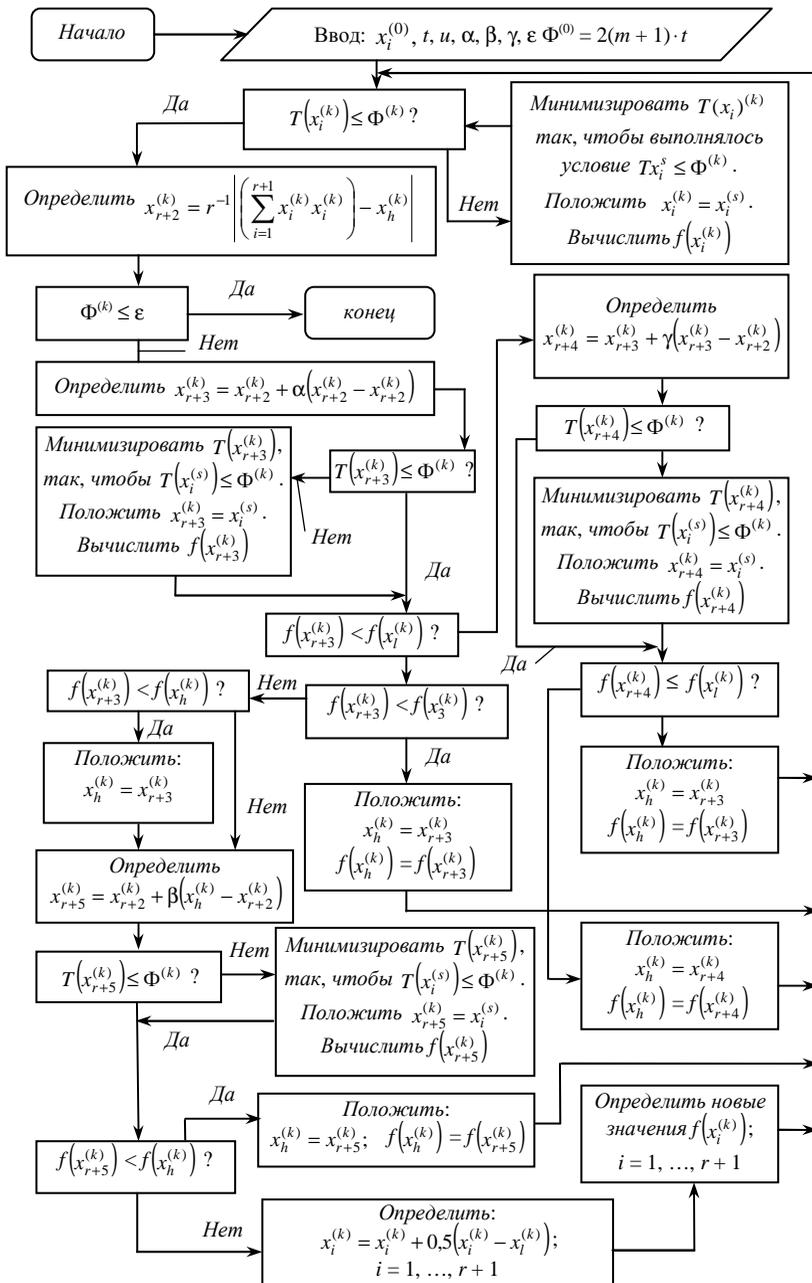


Рис. 1.7. Блок-схема алгоритма метода скользящего допуска (МСД)

2. ОПТИМИЗАЦИЯ ПРЕССОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

2.1. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПРЕССОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Технологические процессы прессования изделий из полимерных материалов осуществляются на прессах различных конструкций при усилиях, достигающих более 6000 кН. Это предопределяет повышенные требования к выбору как технологических, так и прочностных параметров узлов и деталей механизмов смыкания пресс-форм, в частности колонных и рамных (рис. 2.1., 2.2.).

Поэтому возникает необходимость в разработке методов оптимизации конструктивных параметров элементов прессов, отвечающих требованиям необходимой прочности и жёсткости, при их минимальной металлоёмкости.

Проектирование конструкций прессов минимальной массы состоит в подборе конструктивных элементов таким образом, чтобы удовлетворить все проектные требования, такие, как ограничения, накладываемые на напряжения, прогибы и геометрию конструкции при её наименьшей массе.

Таким образом, в качестве критерия оптимальности принимается масса или объём конструкции пресса. Задача весовой оптимизации для четырёхколонного пресса (рис. 2.1), может быть сформулирована следующим образом: из условий заданных максимального усилия смыкания пресс-форм, допускаемых напряжений для материала пресса и облоя найти такие значения толщин h_1^* , h_2^* верхней и нижней плит пресса, а также диаметра h_3^* колонн (толщины боковых стоек), чтобы объём материала системы был минимальным, т.е.

$$V(h^*) = \min V(h), h \in D', \quad (2.1)$$

$$D' = \{h : \max \sigma_3^i(h_i) \leq [\sigma]_i; w_{\max}^i(h_i) \leq [w]_i; a_i \leq h_i \leq b_i; i = 1, 2, 3\}, \quad (2.2)$$

где $V(h^*)$ – объём (масса) верхней и нижней плит пресса вместе с колоннами (боковыми стойками); a_i , b_i – наибольший и наименьший диаметр колонн и толщина плиты; $[\sigma]_i$ – допускаемые напряжения для материалов плит и колонн (боковых стоек); $[w]_i$ – допускаемый прогиб

плит, равный заданной величине облоя в пресс-форме; $\sigma_3^i(h_i)$ – эквивалентные напряжения для материала по принятой гипотезе прочности; D' – допускаемая область проектных решений.

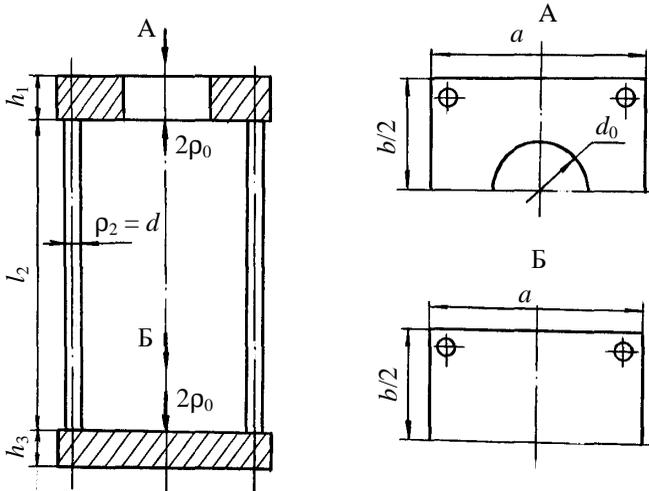


Рис. 2.1. Колонный литейной пресс ПЛВ с усилием 6300 кН

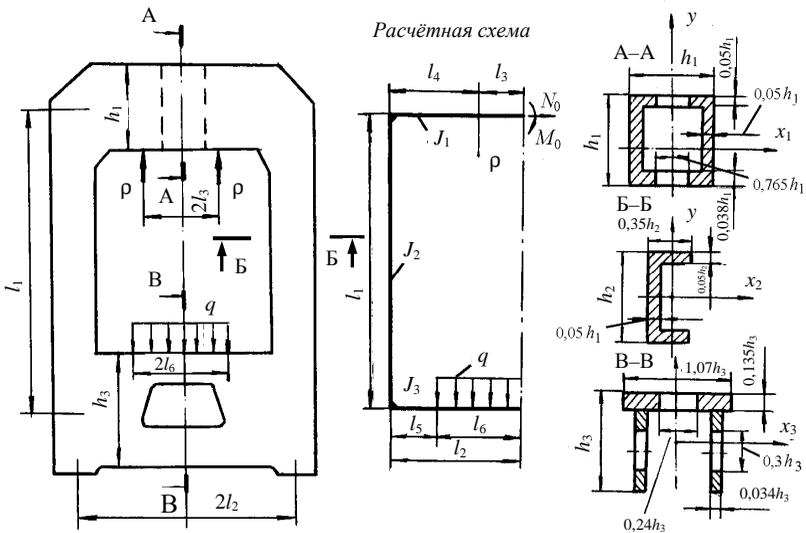


Рис. 2.2. Рамный пресс с усилием 2500 кН

Для решения поставленной задачи (2.1) и (2.2) по оптимизации конструкции прессы, дадим определения таким понятиям, как равнопрочная конструкция и конструкция минимальной массы. Согласно определению Р. Шилда [23], "...оптимальной конструкцией является такая конструкция, если при действии заданных нагрузок всюду достигается предел текучести", т.е.

$$\sigma_3^i(h_i) = \sigma_T. \quad (2.3)$$

При этом конструкция будет равнопрочной и минимальной массы. Однако условие равнопрочности во всей конструкции является очень жёстким условием и выполнение его в реальных конструкциях, как правило, не представляется возможным. Поэтому возможна оптимизация конструкций при "смягчении" равнопрочности, вводя понятие дискретной равнопрочности: "оптимальной" составной конструкцией является такая конструкция, у которой при действии заданной нагрузки в каждой j -й подконструкции максимальное эквивалентное напряжение достигает заданных допустимых значений.

$$\max \sigma_3^{(j)}(h) \leq [\sigma]_j, \quad (j = 1, 2, \dots, N). \quad (2.4)$$

Равнопрочная конструкция с минимальной массой, удовлетворяющая всем проектным требованиям, называется конструкцией минимальной массы.

Для нахождения геометрических параметров, определяющих расход материала в дискретно-равнопрочной конструкции, рассмотрим решение системы (3.82), преобразовав предварительно её к виду

$$K_j^n(h) - 1 = 0, \quad (2.5)$$

где $K_j^n(h) = \frac{\max \sigma_3^{(j)}(h)}{[\sigma]_j}$ – ограничение по прочности (аналогично за-

писывается ограничение по жёсткости $K_j^* = \frac{w_{\max}^{(j)}(h)}{[w]_j}$).

Уравнение (2.5) можно решить относительно одного параметра h_i , когда остальные h_k ($k \neq i$) фиксированы с заданной точностью

$$|K_j^n(h) - 1| \leq \varepsilon, \quad (2.6)$$

где $\varepsilon = 10^{-2} \dots 10^{-3}$ – точность поиска.

Для решения системы уравнений (2.5) используется следующая итерационная формула:

$$h_i^{(p+1)} = h_i^{(p)} + \frac{1}{2} h_i^{(p)} [K_j^n(h^{(p)}) - 1], \quad (2.7)$$

где p – номер приближения ($p = 0, 1, 2, \dots$).

Итерационный процесс по формуле (2.7) прекращается при выполнении условия (2.6).

Последовательное решение уравнений (2.5) относительно неизвестных параметров h_i конструкции позволяет построить графики ограничений по фиксированным плоскостям сечений области поиска. Это уравнение на фиксированной плоскости $h_i \text{ } 0 \text{ } h_{i+1}$ описывает разграничительную линию между допустимой областью D ($K_j < 1$) и недопустимой областью ($K_j > 1$).

Для решения уравнения (2.7) итерационным методом составлена программа "ITERAPRESS" на языке BASIC. Текст программы для персональных ЭВМ приводится в прил. (Программа 5).

Построенные ограничения на фиксированных плоскостях $h_i \text{ } 0 \text{ } h_{i+1}$ позволяют исследовать область допустимых проектных решений D , выявить тип и особенности экстремальной задачи.

Итерационный метод проектирования дискретно-равнопрочных конструкций является быстрым и практичным методом, но в нелинейном проектировании не всегда является оптимальным. Поэтому имеет практический интерес проверка – является ли конструкция, полученная итерационным методом проектирования, конструкцией минимальной массы.

Дискретно-равнопрочная конструкция является конструкцией минимальной массы, если она удовлетворяет всем проектным требованиям, таким, как ограничения по прочности, жёсткости, геометрии элементов и минимальной общей массе системы.

Расчёт конструкции минимальной массы может быть получен как результат решения задачи нелинейного математического программирования при использовании хорошо себя зарекомендовавшего на практике математического аппарата оптимизации – метода скользящего допуска (МСД) [24].

При практической реализации на ЭВМ многих методов нелинейного программирования, таких, как метода штрафных функций, метода модифицированной функции Лагранжа и т.д., значительная доля машинного времени тратится на обеспечение строгого выполнения тре-

бований допустимости. Алгоритм МСД позволяет улучшить значение оптимизационного критерия (масса, объём) как за счёт информации, полученной в допустимых точках пространства решения, так и за счёт информации, которую удаётся получать при прохождении через некоторые точки, лежащие вне допустимой области, но являющиеся близкими к допустимым. Интервал, в пределах которого точки можно считать почти допустимыми, в ходе оптимизационного поиска постепенно сокращается, и в пределе по мере приближения к искомому решению, учитываются только допустимые точки.

При такой стратегии оптимизационного поиска задача получения конструкции минимальной массы (объёма) методом МСД формулируется следующим образом:

$$- \text{минимизировать} \quad V(h), h \in D'; \quad (2.8)$$

$$- \text{при ограничении} \quad \Phi^{(k)} - T(h) \geq 0, \quad (2.9)$$

где $\Phi^{(k)}$ – значение критерия скользящего допуска на k -м этапе поиска, определяемое соотношением:

$$\left. \begin{aligned} \Phi^{(k)} &= \min \left\{ \Phi^{(k-1)}; \frac{m+1}{r+1} \sum_{i=1}^{r+1} \|h_i^{(k)} - h_{i+2}^{(k)}\| \right\}, \\ \Phi^{(0)} &= 2(m+1) \cdot t \end{aligned} \right\}, \quad (2.10)$$

где t – величина шага вычислений; $r = (n-m)$ – число степеней свободы целевой функции массы (объёма); n – число независимых переменных; m – число ограничений в виде равенств; $T(h)$ – представляет собой положительно определённый функционал над множеством всех функций, задающих ограничения как в виде равенств $H_i(h)$, так и в виде неравенств $G_i(h)$, определяемый соотношением:

$$T(h) = \left[\sum_{i=1}^m H_i^2(h) + \sum_{i=m+1}^p U_i G_i^2(h) \right]^{1/2}, \quad (2.11)$$

где U_i – оператор Хевисайда, обладающий следующими свойствами:

$$U_i = 0 \quad \text{при} \quad G_i(h) \geq 0; \quad U_i = 1 \quad \text{при} \quad G_i(h) < 0.$$

Общая схема работы алгоритма МСД показана на рис. 1.5. Условие прекращения оптимизационного поиска по МСД является

$$T(h^{(k+1)}) \leq \Phi^{(k)} \leq \varepsilon, \quad (2.12)$$

где ε – произвольно малое положительное число, принимаемое $10^{-5} \dots 10^{-3}$.

Программа "FLEXIPRESS" решения задачи по определению конструкции минимальной массы на языке BASIC для персональных ЭВМ методом МСД приведена в прил. (Программа 6).

Так как рассматриваемый здесь метод оптимизации МСД позволяет находить только локальный минимум, то при решении задачи выбираются не одна, а несколько стартовых точек $h_i^{(0)}$ ($i = 1, 2, \dots$).

Разумеется, такой подход не гарантирует достижения глобального минимума в найденной точке, однако вероятность этого несколько увеличивается при увеличении стартовых точек. Целесообразным является также использование известных приёмов, применяемых в проектной практике, как, например, рассмотрение элементов типа оболочек и стержней в безмоментном напряжённом состоянии; упрощение расчётной схемы; приведение двумерных задач к одномерным; использование нормативных требований; использование данных о прототипах конструкций и т.п.

Кроме того, по мнению и опыту многих авторов, целевая функция корректно сформулированной задачи оптимизации реальных физических процессов является достаточно хорошей и обладает единственным экстремумом.

В качестве примера рассмотрим задачу по оптимизации конструкции трёх типов прессов: колонного, рамного и челюстного.

2.2. ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕТЫРЁХКОЛОННОГО ЛИТЬЕВОГО ПРЕССА УСИЛИЕМ 6300 кН. ПРИМЕР 1

Исходные данные: $2P_0 = 6300$ кН; $a = 1120$ мм; $b = 1000$ мм; $d = 500$ мм; $l_2 = 2000$ мм; $[\sigma]_1 = [\sigma]_2 = [\sigma]_3 = 110$ МПа; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$; материал плит и колонн Сталь 45Л, нагрузка – пульсирующая.

В качестве искомых проектных параметров пресса принимаем: толщину верхней плиты $x_1 = h_1$; толщину нижней плиты $x_3 = h_3$; диаметр колонн $x_2 = d$.

Ограничения на проектные параметры: $a_1 \leq h_1 \leq b_1$; $a_2 \leq h_2 \leq b_2$; $a_3 \leq h_3 \leq b_3$, где $a_1 = a_3 = 250$ мм, $a_2 = 100$ мм; $b_1 = b_3 = 450$ мм; $b_2 = 200$ мм.

1. Определение оптимальных параметров пресса из условия дискретно-равнопрочного проекта.

Для нахождения проектных параметров пресса итерационным методом запишем систему уравнений (2.5) для трёх ограничений:

$$\left. \begin{aligned} K_1(x_1, x_2, x_3) - 1 &= 0 \\ K_2(x_1, x_2, x_3) - 1 &= 0 \\ K_3(x_1, x_2, x_3) - 1 &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2.13)$$

где

$$K_1 = \frac{\max \sigma_3^{(1)}}{[\sigma]} = \frac{P_0 \left[\frac{3a}{(b-d_0)x_1^3} + \frac{3a}{bx_3^3} + \frac{32l_2}{\pi x_2^4} \right]}{\frac{12}{(b-d_0)x_1^3} + \frac{12}{bx_3^3} + \frac{64l_2}{\pi x_2^4}} \frac{6}{(b-d_0)[\sigma]x_1^2};$$

$$K_2 = \frac{\max \sigma_3^{(2)}}{[\sigma]} = \frac{2P_0}{\pi x_2^2 [\sigma]} + \left\{ P_0 \frac{a}{2} \frac{P_0 \left[\frac{3a}{(b-d_0) \cdot x_1^3} + \frac{3a}{bx_3^3} + \frac{32l_2}{\pi x_2^4} \right]}{\frac{12}{(b-d_0) \cdot x_1^3} + \frac{12}{bx_3^3} + \frac{64l_2}{\pi x_2^4}} \right\} \times \frac{16}{[\sigma] \pi x_2^3};$$

$$K_3 = \frac{\max \sigma_3^{(3)}}{[\sigma]} = \frac{P_0 \left[\frac{3a}{(b-d_0) \cdot x_1^3} + \frac{3a}{bx_3^3} + \frac{32l_2}{\pi x_2^4} \right]}{\frac{12}{(b-d_0) \cdot x_1^3} + \frac{12}{bx_3^3} + \frac{64l_2}{\pi x_2^4}} \frac{16}{b[\sigma]x_3^2},$$

где $\max \sigma_3^j$ – максимальные эквивалентные напряжения по IV гипотезе прочности в верхней, нижней плитах и колоннах пресса ($j = 1, 2, 3$).

Для решения системы уравнений (3.91) используем итерационную формулу (3.85) при ограничениях на параметры:

$$250 \leq x_1 \leq 450 \text{ мм}; \quad 100 \leq x_2 \leq 200 \text{ мм}; \quad 250 \leq x_3 \leq 450 \text{ мм}.$$

Условия прекращения итерационного процесса:

$$\left| K_j(X^{(p)}) - 1 \right| \leq \varepsilon = 0,05, \quad (j = 1, 2, 3).$$

В результате решения задачи построены кривые ограничения $K_j(x_1, x_2, x_3) = 1$ (рис. 2.3.) и получены значения параметров пресса x_1^* , x_2^* , x_3^* , соответствующие дискретно-равнопрочному проекту:

$$\tilde{x}_1^* = \tilde{h}_1^* = 430 \text{ мм}; \quad \tilde{x}_2^* = \tilde{h}_2^* = 180 \text{ мм}; \quad \tilde{x}_3^* = \tilde{h}_3^* = 304 \text{ мм}.$$

Итерационный процесс по формуле (2.13) сходится за 50 итераций. При этом объём (масса) конструкции пресса, соответствующий дискретно-равнопрочному проекту составил

$$\tilde{V}^*(x_1, x_2, x_3) = \tilde{x}_1^* ab - \frac{\pi d_0^2}{4} \tilde{x}_1^* + \pi \tilde{x}_2^* l_2 + \tilde{x}_3^* ab = 939 \cdot 10^6 \text{ мм}^3 = 0,939 \text{ м}^3.$$

На рисунке 2.3. изображены кривые ограничения по прочности $K_1 = 1$; $K_2 = 1$; $K_3 = 1$ и область допустимых решений D ($K_j < 1$). Из анализа полученных кривых видно, что функции ограничений нелинейны. Кривая ограничения $K_2 = 1$ почти вертикальная. Это говорит о том, что все кривые ограничения имеют общую вершину, являющуюся оптимальной точкой для дискретно-равнопрочного проекта (\tilde{h}_1^* , \tilde{h}_2^* , \tilde{h}_3^*).

2. Определение оптимальных параметров пресса из условия проекта минимального объёма (массы).

Дискретно-равнопрочная конструкция пресса будет конструкцией минимального объёма (массы), если помимо выполнения ограничений по прочности и геометрических параметров выполняется условие минимального объёма (массы):

$$V(x_1^*, x_2^*, x_3^*) = \min V(x_1, x_2, x_3) = x_1 \left(ab - \frac{\pi d_0^2}{4} \right) + \pi x_2^2 l_2 + x_3 ab ;$$

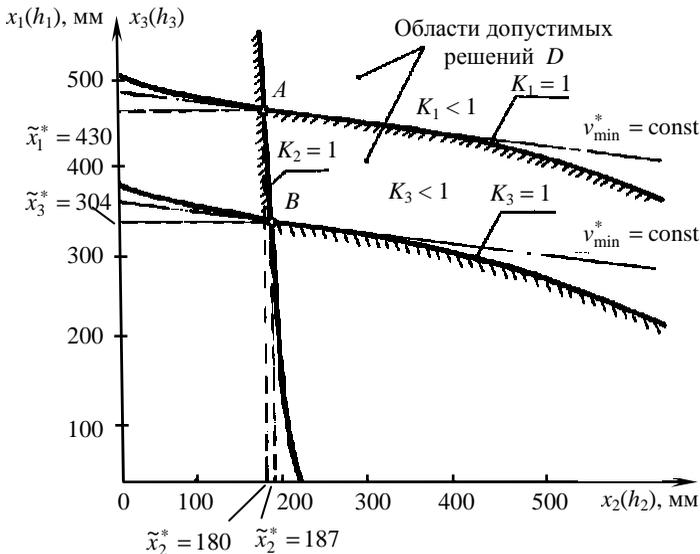


Рис. 2.3. Кривые ограничения и оптимальные точки для колонного пресса

при ограничениях в виде неравенств:

– по прочности:

$$g_1(x_1, x_2, x_3) = 1 - K_1 \geq 0,$$

$$g_2(x_1, x_2, x_3) = 1 - K_2 \geq 0,$$

$$g_3(x_1, x_2, x_3) = 1 - K_3 \geq 0;$$

– по геометрическим параметрам:

$$a_1 \leq x_1 \leq b_1,$$

$$a_2 \leq x_2 \leq b_2,$$

$$a_3 \leq x_3 \leq b_3.$$

Для получения проекта минимального объёма используется метод скользящего допуска (МСД) при следующих данных: размер шага вычислений $t = 10$ мм; начальная стартовая точка $x_1^{(0)} = 150$ мм, $x_2^{(0)} = 150$ мм; $x_3^{(0)} = 150$ мм; число, определяющее окончание процесса поиска оптимального решения $\epsilon = 10^{-3}$;

В результате решения поставленной задачи на ЭВМ с использованием Программы 5 (МСД) (прил.) получены следующие значения оптимальных проектных параметров пресса:

$$x_1^* = h_1^* = 431 \text{ мм}; \quad x_2^* = h_2^* = d^* = 175 \text{ мм}; \quad x_3^* = h_3^* = 305 \text{ мм}.$$

При этом минимальный объём конструкции составил

$$V_{\min}^* = 0,932 \text{ м}^3.$$

Анализ методов расчёта (дискретно-равнопрочных проекций и проект минимальной массы) показывает, что задача одноэкстремальна и дискретно-равнопрочный проект почти совпадает с проектом минимальной массы (объёма). Это объясняется тем, что колонны пресса работают в основном на растяжение, и поэтому верхняя и нижняя плиты практически не связаны изгибной жёсткостью колонн.

В противном случае, при большей изгибной жёсткости колонн параметры пресса для обоих проектов могут значительно отличаться и, как правило, в качестве окончательных оптимальных параметров принимаются параметры из условия проекта минимального объёма (массы).

Итак, при проектировании колонного литейного пресса ПЛВ-630 необходимо принимать следующие оптимальные параметры:

$$h_1^* = 431 \text{ мм}; \quad h_2^* = d^* = 175 \text{ мм}; \quad h_3^* = 305 \text{ мм},$$

при минимальном объёме конструкции $V_{\min}^* = 0,932 \text{ м}^3$.

2.3. ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРЕССА РАМНОГО ТИПА С НОМИНАЛЬНЫМ УСИЛИЕМ 2500 кН. ПРИМЕР 2

Исходные данные [7]: $2P = 2500$ кН; $l_1 = 1850$ мм; $l_2 = 1160$ мм; $l_3 = 150$ мм; $l_4 = 430$ мм; $l_5 = 242$ мм; $l_6 = 333$ мм; материал рамы пресса сталь Ст3, $E = 200\,000$ МПа; $\mu = 0,3$; $[\sigma]_1 = [\sigma]_2 = [\sigma]_3 = [\sigma] = 110$ МПа (цикл пульсирующий), $q = \frac{P}{l_6} = 36700$ Н/мм.

В качестве искомым проектных параметров пресса принимаем: высоту сечения верхнего пояса $h_1 = x_1$; высоту сечения нижнего пояса $h_3 = x_3$; ширину сечения вертикальных стоек $h_2 = x_2$ (см. рис. 2.2).

При этом в расчётах приняты следующие ограничения на размеры проектных параметров:

$$500 \leq x_1 \leq 700 \text{ мм}; \quad 300 \leq x_2 \leq 500 \text{ мм}; \quad 500 \leq x_3 \leq 700 \text{ мм}.$$

1. Определение оптимальных параметров пресса из условия дискретно-равнопрочного проекта.

Система уравнений для ограничений прочности (2.14) для определения параметров x_1, x_2, x_3 имеет вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{\max \sigma_1}{[\sigma]} - 1 = 0 \\ \frac{\max \sigma_2}{[\sigma]} - 1 = 0 \\ \frac{\max \sigma_3}{[\sigma]} - 1 = 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2.14)$$

где $\max \sigma_1, \max \sigma_2, \max \sigma_3$ – максимальные напряжения соответственно в верхнем поясе, боковых стойках и нижнем поясе рамы пресса, определяемые из уравнений:

$$\begin{aligned} \max \sigma_1 &= \frac{M_0}{0,0121x_1^4} \cdot 0,516x_1, \\ \max \sigma_2 &= \frac{ql_6l_4 + M_0 + N_0l_1}{0,00081x_2^4} \cdot 0,26x_2 + \frac{ql_6}{0,08x_2^2}, \\ \max \sigma_3 &= \frac{ql_6(l_5 + 0,5l_6 - l_4)}{0,0108x_3^4} \cdot 0,8x_3. \end{aligned}$$

Здесь M_0, N_0 – изгибающий момент и нормальная сила в среднем сечении верхнего пояса рамы, определяемые по формулам:

$$M_0 = \frac{- \left[\frac{ql_6 l_4^2}{2J_1} + \frac{ql_6 l_4 l_1}{J_2} + \frac{ql_6}{6J_3} \left(\frac{3}{4} l_2^2 - l_6^2 \right) \right] \left(\frac{l_1^3}{3J_2} + \frac{l_1^2 l_2}{2J_3} \right)}{\left(\frac{l_1^2}{2J_1} + \frac{l_1 l_2}{2J_3} \right)^2 - \left(\frac{l_2}{2J_1} + \frac{l_1}{J_2} + \frac{l_2}{2J_3} \right) \left(\frac{l_1^3}{3J_2} + \frac{l_1^2 l_2}{2J_3} \right)} + \rightarrow$$

$$\rightarrow + \frac{\left[\frac{ql_6 l_4 l_1^2}{2J_2} + \frac{ql_6 l_1}{6J_3} \left(\frac{3}{4} l_2^2 - l_6^2 \right) \right] \left(\frac{l_1^2}{2J_2} + \frac{l_1 l_2}{2J_3} \right)}{;}$$

$$N_0 = \frac{- \left[\frac{ql_6 l_4 l_1^2}{2J_2} + \frac{ql_6 l_1}{6J_3} \left(\frac{3}{4} l_2^2 - l_6^2 \right) \right] \left(\frac{l_2}{2J_1} + \frac{l_1}{J_2} + \frac{l_2}{2J_3} \right)}{\left(\frac{l_1^2}{2J_1} + \frac{l_1 l_2}{2J_3} \right)^2 - \left(\frac{l_2}{2J_1} + \frac{l_1}{J_2} + \frac{l_2}{2J_3} \right) \left(\frac{l_1^3}{3J_2} + \frac{l_1^2 l_2}{2J_3} \right)} + \rightarrow$$

$$\rightarrow + \frac{\left[\frac{ql_6 l_4^2}{2J_1} + \frac{ql_6 l_4 l_1}{J_2} + \frac{ql_6}{6J_3} \left(\frac{3}{4} l_2^2 - l_6^2 \right) \right] \left(\frac{l_1^2}{2J_2} + \frac{l_1 l_2}{2J_3} \right)}{,}$$

где $J_1 = 0,0121 \cdot x_1^4$; $J_2 = 0,00081 \cdot x_2^4$; $J_3 = 0,0108 \cdot x_3^4$ – момент инерции сечений рамы пресса.

Решение системы уравнений (2.14), проводится итерационным способом по формуле (2.13) за 50 итераций. На рисунке 2.4 представлены кривые ограничения и получены параметры пресса, соответствующие дискретно-равнопрочному проекту:

$$\tilde{x}_1^* = \tilde{h}_1^* = 600 \text{ мм}; \quad \tilde{x}_2^* = \tilde{h}_2^* = 419 \text{ мм}; \quad \tilde{x}_3^* = \tilde{h}_3^* = 700 \text{ мм}.$$

Объём конструкции при этом составил

$$V^* = \tilde{F}_1^* l_2 + 2 \tilde{F}_2^* l_1 + \tilde{F}_3^* l_2 = 1,797 \cdot 10^5 \text{ мм}^3 = 1,797 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3,$$

где $\tilde{F}_1^* = 0,118 \cdot x_1^2$; $\tilde{F}_2^* = 0,08 \cdot x_2^2$; $\tilde{F}_3^* = 0,151 \cdot x_3^2$ – площади сечений элементов рамы пресса.

2. Определение оптимальных параметров пресса из условия проекта минимального объёма.

$$V(x_1^*, x_2^*, x_3^*) = \min V(x_1, x_2, x_3) = 0,118 \cdot x_1^2 + 2 \cdot 0,08 \cdot 0,08 \cdot x_2^2 + 0,151 \cdot x_3^2.$$

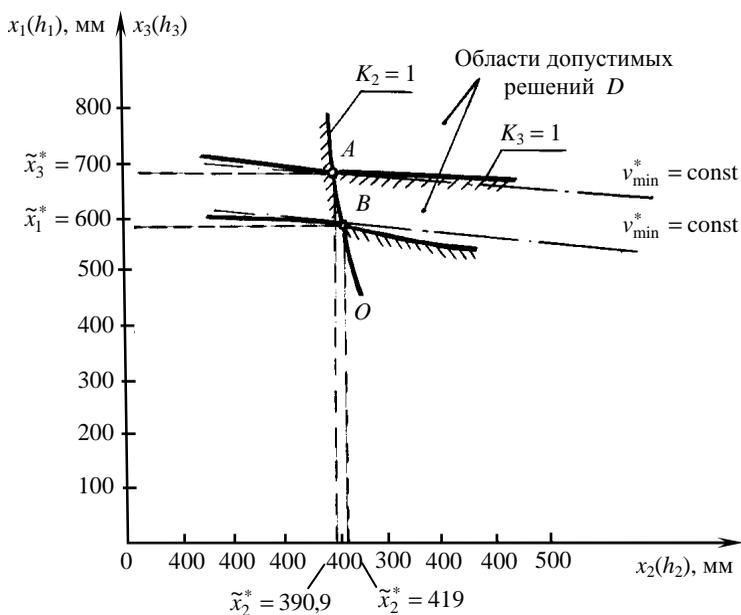


Рис. 2.4. Кривые ограничения и оптимальные точки для рамного пресса

Как и в примере 1, для получения проекта минимального объёма используется метод МСД при следующих данных: размер шага вычисления $t = 5$ мм; начальная стартовая точка $x_1^{(0)} = 400$ мм; $x_2^{(0)} = 400$ мм; $x_3^{(0)} = 400$ мм; число, определяющее окончание процесса поиска оптимального решения

$$\varepsilon = 10^{-3}.$$

Результаты расчёта по МСД позволяют определить оптимальные значения проектных параметров для рамного пресса:

$$x_1^* = h_1^* = 588 \text{ мм}; \quad x_2^* = h_2^* = 415 \text{ мм}; \quad x_3^* = h_3^* = 692 \text{ мм}.$$

Минимальный объём составил

$$V_{\min}^* = 1,704 \cdot 10^5 \text{ мм}^3 = 1,704 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Как и в примере 1, имеет место совпадение параметров дискретно-равнопрочного проекта и проекта минимальной массы. Этого и можно было ожидать, так как на практике размеры вертикальных колонн или стоек, как правило, подбираются из условия прочности на растяжение, а изгибные напряжения в них незначительны.

2.4. ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕЛЮСТНОГО ПРЕССА УСИЛИЕМ 1000 кН. ПРИМЕР 3

Исходные данные: $P = 1000$ кН; $a = 580$ мм; $b = 260$ мм;

Материал рамы пресса Ст. 3, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$; $[\sigma] = 110$ МПа (цикл пульсирующий).

В качестве искоемых проектных параметров пресса принимаем: высоту сечения верхнего ригеля $h_1 = x_1$; высоту сечения нижнего ригеля $h_3 = h_1 = x_1$; ширину сечения вертикальной стойки рамы $h_2 = x_2$. Схема общего вида рамы челюстного пресса вместе с геометрическими размерами представлена на рис. 2.5.

Конструкция челюстного пресса представляет собой статически определимую самоуравновешенную раму. В расчётах приняты следующие ограничения на размеры сечений проектных параметров:

$$500 \leq x_1 \leq 600 \text{ мм}; \quad 600 \leq x_2 \leq 650 \text{ мм}; \quad 500 \leq x_3 \leq 600 \text{ мм};$$

Согласно [25], дискретно-равнопрочный проект для статически определимых систем совпадает с проектом минимальной массы. Поэтому все проектные размеры находим из условия дискретно-равнопрочного проекта.

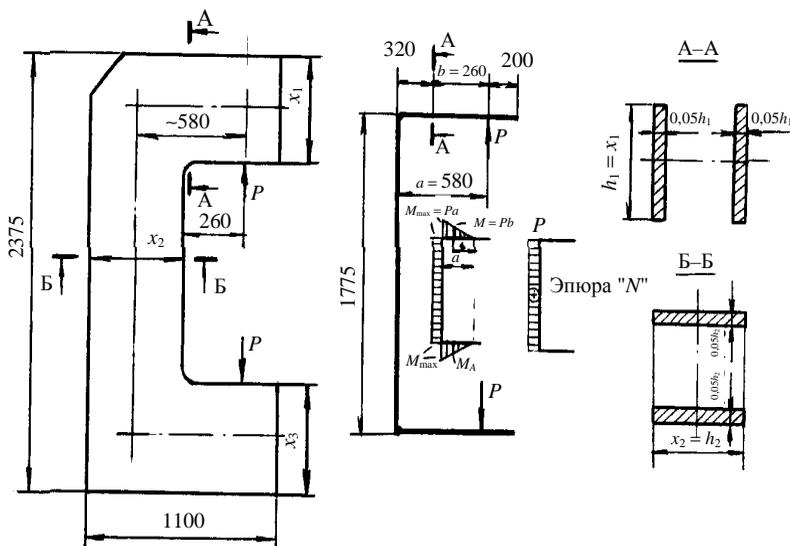


Рис. 2.5. Общий вид челюстного пресса и его расчётная схема

Система уравнений для ограничений по прочности (2.14) для определения геометрических параметров x_1, x_2, x_3 записывается в виде

$$\left. \begin{aligned} \frac{\max \sigma_1}{[\sigma]} - 1 = 0 \\ \frac{\max \sigma_2}{[\sigma]} - 1 = 0 \\ \frac{\max \sigma_3}{[\sigma]} - 1 = 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2.15)$$

где $\max \sigma_1, \max \sigma_2, \max \sigma_3$ – максимальные напряжения соответственно в верхнем ригеле, стойке и нижнем ригеле рамы, определяются следующими уравнениями:

$$\max \sigma_1 = \max \sigma_3 = \frac{Pb}{0,017x_1^3}; \quad \max \sigma_2 = \frac{P}{0,1x_1^2} + \frac{Pa}{0,017h_1^3}.$$

Так как рама статически определимая, то решение системы уравнений (2.15) является независимым.

Применяя к уравнениям (2.15) итерационный способ (2.13), получаем следующие параметры сечения пресса из условия дискретно-равнопрочного проекта:

$$\begin{aligned} x_1^* = x_3^* = 515 \text{ мм}; \quad \delta_1^* = \delta_3^* = 0,05x_1^* = 26 \text{ мм}; \\ x_2^* = 630 \text{ мм}; \quad \delta_2^* = 0,05x_2^* = 31 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Примечание: систему уравнений (2.15) можно решить, не прибегая к итерационному способу, а используя обычный аналитический приём решения кубического уравнения, например, применив формулу Кардано [26].

Определим размеры сечения пресса из условия жёсткости, приняв допустимый вертикальный прогиб в точке приложения нагрузки равным $[y] = 2\text{мм}$.

Условие жёсткости для рамы пресса будет иметь вид

$$y_{\max}^{(p)} = \frac{Pa^2}{EJ} \left[\frac{1}{3}a + l \right] \leq [y], \quad (2.16)$$

где J – момент инерции сечения рамы, определяемый по формуле

$$J = 2 \cdot \frac{0,05x_1x_1^3}{12} = 0,00834x_1^4.$$

Тогда размер сечения рамы из условия жёсткости определится

$$x_1 \geq \sqrt[4]{\frac{120Pa^2}{E \cdot [y]} \left(\frac{1}{3}a + l \right)}. \quad (2.17)$$

Подставляя в (2.17) исходные данные для прессы, получаем:

$$x_1 = 670 \text{ мм}; \quad \delta_1 = 0,05x_1 = 33,5 \text{ мм}.$$

Итак, размеры прессы определяются его жёсткостью.

На рисунке 2.6 представлена конструкция челюстного прессы с оптимальными конструктивными параметрами, найденными из условия дискретно-равнопрочного проекта.

Сравнение массы конструкций прессов, спроектированных из условия прочности по допускаемым напряжениям, с прессами, рассчитанными из условия оптимального проектирования, представлено на рис. 2.7 – 2.9.

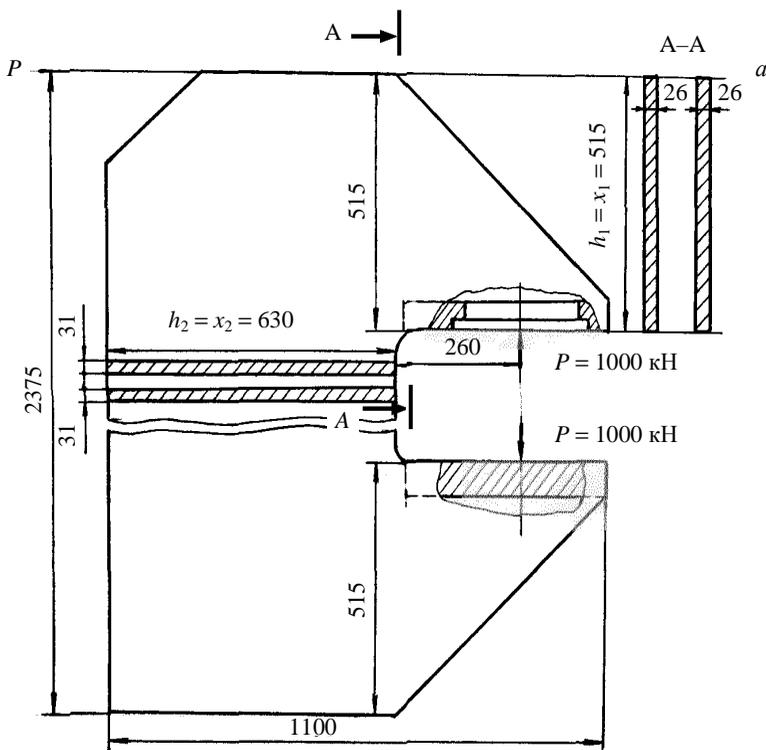


Рис. 2.6. Оптимальная дискретно-равнопрочная конструкция прессы

При одинаковой прочности и жёсткости, масса оптимального варианта пресса колонного типа (рис. 2.7, б) на 25% меньше массы конструкции колонного пресса, спроектированного из условия прочности по допускаемым напряжениям в наиболее опасном сечении (разработка АО НИИРТмаш, г. Тамбов, рис. 2.7, а).

При одинаковой прочности и жёсткости, масса оптимального варианта (рис. 2.8, б) на 60% меньше массы существующей конструкции рамного пресса (рис. 2.8, а), рассчитанного по допускаемым напряжениям в наиболее опасном сечении.

При одинаковой прочности и жёсткости масса оптимального варианта челюстного пресса (рис. 2.9, б) на 40% меньше массы существующей конструкции челюстного пресса (рис. 2.9, а), рассчитанного по допускаемым напряжениям в наиболее опасном сечении.

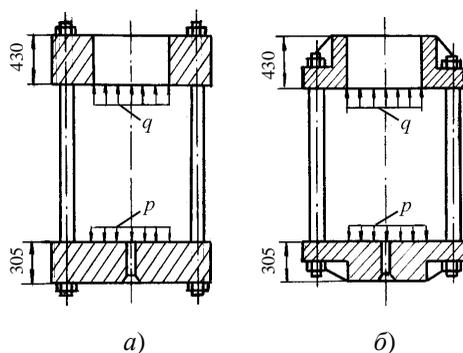


Рис. 2.7. Конструкция колонного пресса:
 а – разработка АО НИИРТмаш; б – оптимальный вариант колонного пресса ПЛВМ – 630

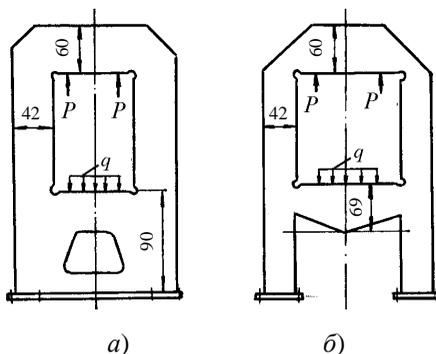


Рис. 2.8. Конструкция рамного пресса:
 а – существующая разработка; б – оптимальный вариант

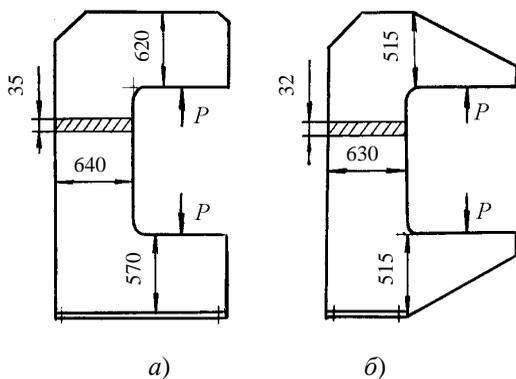


Рис. 2.9. Конструкция челюстного пресса:
a – существующий вариант; *б* – оптимальный вариант

Все примеры расчётов размеров конструктивных элементов пресового оборудования проведены:

а) для дискретно-равнопрочного проекта – Программа "ITERA-PRESS";

б) для проекта минимальной массы (объёма) – Программа "FLEX-IPRESS".

Инструкция к программам и тексты программ на языке Quick BASIC для ПЭВМ приведены в приложении.

3. РАСЧЁТ ПОДПРЕССОВОЧНОГО УСТРОЙСТВА СЕКТОРНОГО ФОРМАТОРА-ВУЛКАНИЗАТОРА

Подпрессовочное устройство (рис. 3.1) представляет собой две тонкостенные круглые торообразные оболочки, связанные между собой двумя кольцевыми пластинами, и служит для уменьшения облоя в процессе формования крышек в форматерах-вулканизаторах с байонетным затвором вулканизационных пресс-форм.

Кольцевые пластины (рис. 3.2), соединяющие наружную и внутреннюю торообразные оболочки, нижней своей частью опираются на основание силовой плиты формы, а верхняя часть пластины имеет зазор y_0 с верхней плитой пресс-формы. Давление воды в устройстве изменяется от нуля до рабочего p за время одного цикла формования крышки.

Необходимо заметить, что в момент перекрытия осевого зазора y_0 между верхней кольцевой пластиной и поверхностью пресс-формы, давление внутри подпрессовочного устройства небольшое и составляет примерно 2% от рабочего давления p . При дальнейшем увеличении давления p до рабочего кольцевые пластины будут подвержены только контактными напряжениями, величины которых незначительны и не превышают рабочего давления p .

В основном нагружению будут подвержены торообразные оболочки, в которых могут возникать значительные напряжения, особенно в краевых зонах сопряжения с кольцевыми пластинами, определяющие прочность и долговечность всего подпрессовочного устройства.

В работе [27] проводилось исследование подобной конструкции подпрессовочного устройства методом теории упругости. Полученные авторами результаты напряжённо-деформированного состояния достаточно сложны и громоздки в вычислениях и не апробированы ни другими методами расчёта, ни экспериментом. Поэтому применять эти расчёты как инженерные на предварительных этапах проектирования подобных типов конструкций для оценки работоспособности и долговечности считаем нерациональным.

В связи с этим предлагается более простая и достаточно точная для инженерных расчётов методика расчётов на прочность торообразных оболочек, сопряжённых с кольцевыми пластинами.

Ввиду геометрической и силовой симметрии конструкции подпрессовочного устройства рассматривается напряжённое состояние не всей конструкции в целом, а плоская деформация статически неопределимой замкнутой кольцевой рамы единичной толщины и нагруженной равномерно-распределённой нагрузкой p [МПа] (рис. 3.2).

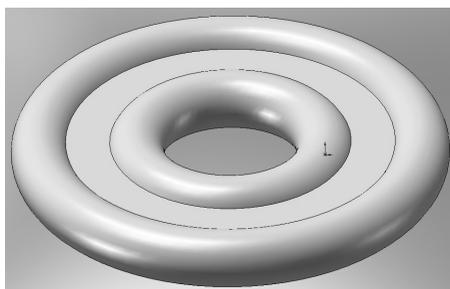


Рис. 3.1. Общий вид подпрессовочного устройства

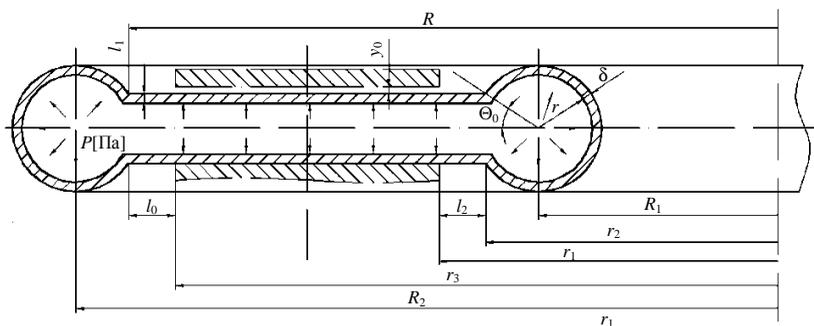


Рис. 3.2. Подпрессовочное устройство в месте расположения кольцевых силовых плит форматора-вулканизатора в разрезе

Для оценки же прочности в наиболее опасной точке торообразной оболочки наряду с напряжениями, полученными по балочной теории, учитываются напряжения в сечении тора, вычисленные по безмоментной теории тонкостенных оболочек.

Учитывая, что из двух торообразных оболочек, связанных между собой кольцевыми пластинами, наиболее нагруженной является внутренняя оболочка [28], то в дальнейшем будем рассматривать напряжённое состояние внутренней торообразной оболочки.

Возможны два варианта установки подпрессовочного устройства:

1 – кольцевые пластины по всей поверхности в радиальном направлении сверху и снизу полностью соприкасаются с поверхностью пресс-форм ($l_0 = 0$, рис. 3.2).

2 – кольцевые пластины в радиальном направлении не перекрывают поверхности пресс-форм ($l_0 \neq 0$, рис. 3.2).

В связи с этим рассматривают два варианта расчётных схем подпрессовочного устройства (рис. 3.3, а, 3.3, б).

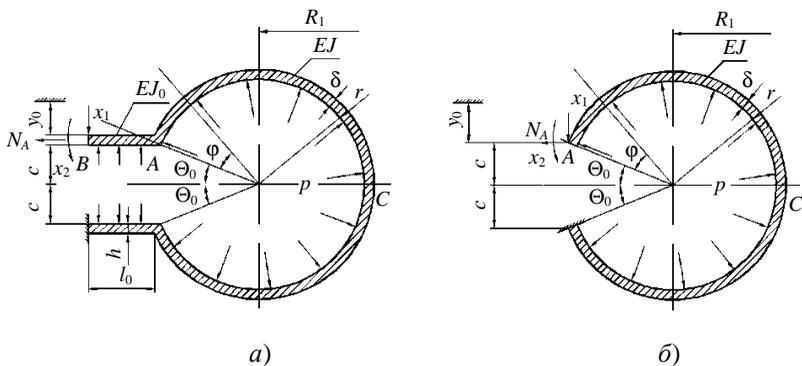


Рис. 3.3. Варианты расчётных схем подпрессовочного устройства

Представленные на рис. 3.3 расчётные схемы кольцевой рамы трижды статически неопределимы, однако, осевые усилия $N_A = pc$ находятся из условия равновесия и число неизвестных в сечении A и B снижаются до двух. Эти неизвестные находятся из канонических уравнений метода сил [28].

$$\delta_{11}x_1 + \delta_{12}x_2 + \Delta_{1p} = y_0, \quad (3.1)$$

$$\delta_{21}x_1 + \delta_{22}x_2 + \Delta_{2p} = 0,$$

где x_1 и x_2 – неизвестные внутренние усилия, приходящиеся на единицу длины кольца; $\delta_{i,j}$ ($i, j = 1, 2$) единичные коэффициенты, $\Delta_{i,p}$ ($i = 1, 2$) – грузовые коэффициенты уравнений, определяемые по формулам:

$$\delta_{i,j} = \int_0^\varphi \frac{\overline{M}_i \overline{M}_j}{EJ} r d\varphi; \quad \Delta_{ip} = \int_0^\varphi \frac{\overline{M}_i M_\varphi}{EJ} r d\varphi, \quad (3.2)$$

где $\overline{M}_i, \overline{M}_j$ – единичные моменты от единичных сил и моментов, приложенных в мест ах действия неизвестных усилий x_1 и x_2 ; EJ – жёсткость кольца единичной толщины при изгибе; φ – текущий угол сечения кольца.

$$\overline{M}_1 = 1 \cdot [l_0 + \sin \Theta_0 r \sin \varphi + \cos \Theta_0 r(1 - \cos \varphi)], \quad (3.3)$$

$$\overline{M}_2 = 1. \quad (3.4)$$

Момент M_φ от внешней нагрузки запишется:

$$M_\varphi = pr^2(1 - \cos\varphi) + N_A r \cos\Theta_0 \sin\varphi + V_A \sin\Theta_0 r \sin\varphi + \frac{pl_0^2}{2} - N_A \sin\Theta_0 r(1 - \cos\varphi) + V_A r \cos\Theta_0 r(1 - \cos\varphi), \quad (3.5)$$

где $V_A = pl_0$.

Для расчётной схемы (рис. 3.3, а) выражение коэффициентов (3.2), входящих в систему уравнений (3.1) запишется:

$$\delta_{11} = \frac{2l_0^3}{3EJ_0} + \frac{2}{EJ} \int_0^{\pi-\Theta_0} [l_0^2 + \sin^2\Theta_0 r^2 \sin^2\varphi + \cos^2\Theta_0 r^2(1 - \cos\varphi)^2 + 2l_0 \sin\Theta_0 r \sin\varphi + 2l_0 \cos\Theta_0 r(1 - \cos\varphi) + 2 \sin\Theta_0 \cos\Theta_0 \times r^2 \sin\varphi(1 - \cos\varphi)] r d\varphi, \quad (3.6)$$

$$\delta_{22} = \frac{2l_0}{EJ_0} + \frac{2}{EJ} \int_0^{\pi-\Theta_0} r d\varphi = \frac{l_0}{EJ_0} + \frac{1}{EJ} (\pi - \Theta_0) \cdot r, \quad (3.7)$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{2 \cdot 0,5l_0^2}{EJ_0} + \frac{2}{EJ} \int_0^{\pi-\Theta_0} [l_0 + \sin\Theta_0 r \sin\varphi + \cos\Theta_0 r(1 - \cos\varphi)] r d\varphi, \quad (3.8)$$

$$\Delta_{1p} = -\frac{2 \cdot 0,25pl_0^4}{EJ_0} + \frac{2}{EJ} \int_0^{\pi-\Theta_0} [pr^2(1 - \cos\varphi) + N_A r \cos\Theta_0 \sin\varphi + V_A \sin\Theta_0 r \sin\varphi + \frac{pl_0^2}{2} - N_A \sin\Theta_0 r(1 - \cos\varphi) + V_A \cos\Theta_0 \times r(1 - \cos\varphi)] [l_0 + \sin\Theta_0 r \sin\varphi + \cos\Theta_0 r(1 - \cos\varphi)] r d\varphi, \quad (3.9)$$

$$\Delta_{2p} = -\frac{1}{6} \frac{pl_0^3}{EJ_0} - \frac{1}{EJ} \int_0^{\pi-\Theta_0} [pr^2(1 - \cos\varphi) + N_A r \cos\Theta_0 \sin\varphi + V_A \times \sin\Theta_0 r \sin\varphi + \frac{pl_0^2}{2} - N_A \sin\Theta_0 r(1 - \cos\varphi) + V_A \cos\Theta_0 \times r(1 - \cos\varphi)] \cdot 1 r d\varphi, \quad (3.10)$$

где EJ_0 – жёсткость при изгибе сечения пластины единичной толщины.

Интегралы, входящие в выражения, являются табличными и не представляют затруднений при вычислении.

Подставляя найденные значения коэффициентов в систему уравнений (1), находим значения неизвестных усилий x_1 и x_2 , отнесённые к единице толщины пластины и оболочки.

Для получения значений неизвестных x_1 и x_2 для расчётной схемы (рис. 3.3, б), необходимо положить в выражениях для коэффициентов (3.6) – (3.10) $l_0 = 0$.

После определения неизвестных усилий x_1 и x_2 выражения для изгибающих моментов и нормальных сил, отнесённых к единице длины пластины и оболочки запишутся:

– для участка пластины BA

$$M^{BA} = -x_2 - x_1 z + \frac{p z^2}{2},$$

$$N^{BA} = N^A,$$

где z – текущая координата, $0 \leq z \leq l_0$;

– для участка AC

$$\begin{aligned} M^{AC} = & pr^2(1 - \cos \varphi) + N_A r \cos \Theta_0 \sin \varphi + V_A \sin \Theta_0 r \sin \varphi + \\ & + \frac{p l_0^2}{2} - N_A \sin \Theta_0 r (1 - \cos \varphi) + V_A \cos \Theta_0 r (1 - \cos \varphi) - \\ & - x_1 [l_0 + \sin \Theta_0 r \sin \varphi + \cos \Theta_0 r (1 - \cos \varphi)] - x_2, \end{aligned}$$

$$N^{AC} = x_1 \cdot \sin \Theta_0 \cdot \cos \varphi + N_A \cos \Theta_0 \cdot \cos \varphi + V_A \sin \Theta_0 \cos \varphi + pz \cdot \sin \varphi.$$

Напряжения в пластине и кольце в меридиальном направлении будут складываться из изгибных напряжений и напряжений растяжения:

$$\text{– для пластины} \quad \sigma^{BA} = \frac{6M^{BA}}{h_2} + \frac{N^{BA}}{h}; \quad (3.11)$$

$$\text{– для кольца} \quad \sigma^{AC} = \frac{6M^{AC}}{\delta_2} + \frac{N^{AC}}{\delta}. \quad (3.12)$$

В окружном направлении пластины и торовой оболочки также возникают нормальные напряжения, одинаковые по знаку с напряжениями, вычисленными по формулам (3.11), (3.12), но в μ раз меньше

$$\sigma^{BA} = \mu \sigma^{BA}, \quad \sigma_0^{AC} = \mu \sigma^{AC},$$

где μ – коэффициент Пуассона для материала пластины оболочки.

Так как напряжения σ и σ_0 для пластины и торовой оболочки имеют общий знак, то эквивалентное напряжение по третьей гипотезе прочности будет определяться максимальным напряжением, вычисленным по формулам (3.11) или (3.12)

$$\sigma_3^{\text{III}} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_{\text{max}} .$$

Рассмотрим пример расчёта подпрессовочного устройства по вышеприведённой методике для форматора-вулканизатора ФВ1-500, работающего на ОАО "Ярославский шинный завод". Исходные данные: $p = 2,5$ МПа, $R = 0,814$ м; $R_1 = 0,317$ м; $R_2 = 0,847$ м; $r_1 = 0,365$ м; $r_0 = 0,35$ м; $r_2 = 0,8$ м; $l_0 = 0,014$ м; $r = 0,0365$ м; $h = 0,004$ м; $\delta = 0,002$; $\Theta_0 = 25^\circ$; $c = 0,0154$ м; $y_0 = 0,002$ м; $J_0 = 8J$. Материал подпрессовочного устройства – сталь 08X13, $\sigma_b = 450$ МПа; $E = 25 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$; цикл нагружения – пульсирующий [16].

По формулам (3.6) – (3.9) определяем коэффициенты канонических уравнений (3.1) для расчётной схемы (рис. 3.3, а):

$$\delta_{11} = 65,58 \cdot 10^4 \frac{1}{EJ}; \quad \delta_{22} = 0,0002 \cdot 10^6 \frac{1}{EJ}; \quad \delta_{21} = \delta_{12} = 1,04 \cdot 10^4 \frac{1}{EJ};$$

$$\Delta_{1p} = -24,875 \cdot p \frac{1}{EJ}; \quad \Delta_{2p} = -0,37928 \cdot 10^6 p \frac{1}{EJ}.$$

Подставляя значения коэффициентов в систему уравнений (3.1), находим неизвестные усилия, отнесённые к единице длины:

$$x_1 = 112,818 \text{ Н/мм}; \quad x_2 = -1155,69 \text{ Нмм/мм}.$$

Для расчётной схемы (рис. 3.3, б) значения коэффициентов и неизвестных усилий получатся из решений по расчётной схеме (рис. 3.3, а) при $l_0 = 0$:

$$\delta_{11} = 0,4031 \cdot 10^6 \frac{1}{EJ}; \quad \delta_{22} = 0,00097 \cdot 10^6 \frac{1}{EJ};$$

$$\delta_{21} = \delta_{12} = 0,007646 \cdot 10^6 \frac{1}{EJ}; \quad \Delta_{1p} = -13,33 \cdot 10^6 p \frac{1}{EJ};$$

$$\Delta_{2p} = -0,2527 \cdot 10^6 p \frac{1}{EJ};$$

$$x_1 = 82,299 \text{ Н/мм}; \quad x_2 = -103,95 \text{ Нмм/мм}.$$

Внутренние усилия в пластине и оболочке с учётом найденных сил и моментов x_1 и x_2 для расчётной схемы (рис. 3.3, а) запишутся:

$$\left. \begin{aligned} M^{BA} &= \frac{p z^2}{2} - x_1 z - x_2 \\ N^{BA} &= N_a \end{aligned} \right\} \text{— для участка пластины } (0 \leq z \leq l_0);$$

$$\left. \begin{aligned} M^{AC} &= pr^2(1 - \cos \varphi) + \frac{pl_0^2}{2} + N_A r \cos \Theta_0 \sin \varphi + V_A \sin \Theta_0 r \sin \varphi - \\ &\quad - N_A \sin \Theta_0 r(1 - \cos \varphi) + V_A \cos \Theta_0 r(1 - \cos \varphi) - \\ &\quad - x_1 [l_0 + \sin \Theta_0 r \sin \varphi + \cos \Theta_0 r(1 - \cos \varphi)] - x_2; \quad 0 \leq \varphi \leq 155^\circ \\ N^{AC} &= pr(1 - \cos \varphi) + N_A \sin(\Theta_0 + \varphi) + V_A \cos(\Theta_0 + \varphi) + x_1 \cos(\Theta_0 + \varphi) \end{aligned} \right\} \text{—}$$

для оболочки.

Для расчётной схемы (рис. 3.3, б) выражения для моментов и нормальных усилий получаются при $l_0 = 0$. Эпюры моментов и нормальных сил для двух вариантов расчётных схем приведены на рис. 3.4, а, б. Напряжения в наиболее характерных сечениях пластины и кольца вычисляются по формулам (3.11) и (3.12).

Для расчётной схемы (рис. 3.3, а):

$$\sigma_B = \frac{6M_B}{h^2} + \frac{N_B}{h} = \frac{6 \cdot 1155,69}{16} + \frac{15,4 \cdot 2,5}{4} = 443,0 \text{ МПа};$$

$$\sigma_A = \frac{6M_A}{\delta^2} + \frac{N_A}{\delta} = \frac{6 \cdot 178,762}{4} + \frac{86,773}{2} = 311,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_C = \frac{6M_C}{\delta^2} + \frac{N_C}{\delta} = \frac{6 \cdot 161,649}{4} + \frac{92,45}{2} = 288,69 \text{ МПа}.$$

Для расчётной схемы (рис. 3.3, б):

$$\sigma_A = \frac{6M_A}{\delta^2} + \frac{N_A}{\delta} = 155,92 + 40 = 196 \text{ МПа};$$

$$\sigma_C = \frac{6M_C}{\delta^2} + \frac{N_C}{\delta} = 198,1 + 44 = 242,0 \text{ МПа}.$$

Следует заметить, что напряжения во внутренних точках торовой оболочки, вычисленные по безмоментной теории [28], будут

$$\sigma_C^{\text{без}} = \frac{pr}{2\delta} \frac{2R_1 - r}{R_1 - r} = 48,56 \text{ МПа},$$

и близки по своему значению к растягивающим напряжениям, вычисленных для кольца: $\sigma_C = \frac{N_C}{\delta}$.

Сопоставляя напряжённые состояния для двух расчётных схем, приходим к выводу, что наличие радиального зазора l_0 в расчётной схеме (рис. 3.3, *а*) значительно снижает ресурс работы всего подпрессовочного устройства. Напряжение для этой расчётной схемы в месте сопряжения пластины с оболочкой в $311,5/196 \approx 1,6$ раза больше, чем напряжения в этом же сечении по схеме (рис. 3.3, *б*), а максимальные напряжения в $443/242 \approx 1,8$ раза больше максимальных напряжений в оболочке (рис. 3.3, *б*).

Поэтому в наиболее благоприятных условиях нагружения находится конструкция подпрессовочного устройства, выполненного по схеме (рис. 3.3, *б*), где кольцевые пластины без радиального зазора ($l_0 = 0$) полностью соприкасаются по поверхности силовых плит пресс-форм.

Эти выводы подтверждаются испытаниями на подпрессовочных устройствах, проведённых на вулканизационных пресс-формах форматоров-вулканизаторов ФВ1-500, работающих на ОАО "Ярославский шинный завод". Конструкция подпрессовочного устройства, выполненная по схеме (рис. 3.3, *а*), выдержала 1500 циклов нагружения, после чего произошло её разрушение. Данное число циклов $N = 1500$ соответствует, согласно кривой усталостной прочности для нержавеющей стали, напряжению $\sigma_{\max} = \sigma_B = 443$ МПа.

Конструкция устройства, выполненная по рис. 3.3, *б*, позволяет при максимальном напряжении $\sigma_{\max} = 242$ МПа в торовой оболочке выдержать число циклов нагружения на порядок больше, чем по схеме рис. 3.3, *а*. Поэтому при конструировании подпрессовочных устройств следует рекомендовать установку кольцевых пластин на плиту пресс-форм без зазора ($l_0 = 0$).

Для подтверждения вышеуказанной инженерной методики расчёта подпрессовочных устройств были также проведены исследования напряжённо-деформированного состояния численным методом – методом конечных элементов (МКЭ), принимая за расчётную схему реальную оболочечную конструкцию, состоящую из двух торообразных оболочек, сопряжённых между собой двумя кольцевыми пластинами и нагруженную рабочим давлением $p = 2,5$ МПа [29].

Результаты вычислений по максимальным расчётным напряжениям по МКЭ в наиболее опасных точках подпрессовочного устройства (рис. 3.4 *а*, *б*) показали:

– для расчётной схемы (рис. 3.3) $\sigma_B^{MKЭ} = 430$ МПа, разница по вышеприведённой методике для этой точки составила

$$\frac{443 - 430}{443} 100\% \approx 3\% ;$$

– для расчётной схемы (рис. 3.3, б) $\sigma_C^{MKЭ} = 236,4$ МПа, что составило

$$\frac{242,1 - 236,4}{242,1} 100\% \approx 2,4\% .$$

Это подтверждает правильность выбора расчётных схем и инженерных методов расчёта, принятых при исследованиях напряжённо-деформированного состояния подпрессовочного устройства [30].

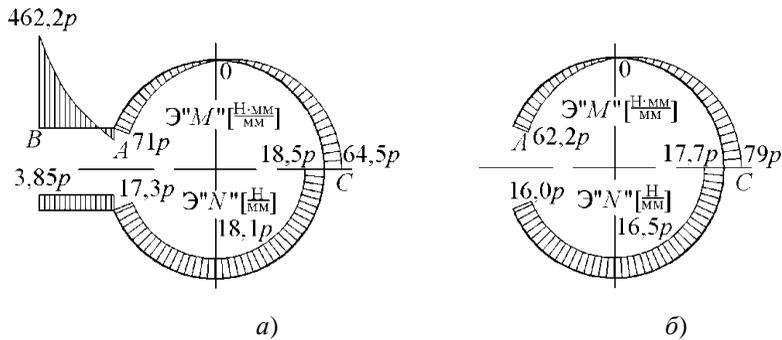


Рис. 3.4. Эпюры моментов и нормальных сил

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии показаны современные методики расчёта и конструирования прессового и литейного оборудования. Решены вопросы расчёта на прочность и жёсткость материального цилиндра, станин, выбора оптимальных геометрических параметров основных тяжело нагруженных деталей прессового и литейного оборудования.

Предложены современные методики расчёта основных конструктивных параметров гидравлических прессов и литейных машин при условии минимизации их массы и габаритов. Разработанное программное обеспечение для расчёта нового и модернизации существующего прессового и литейного оборудования позволяют автоматизировать проектирование и сократить его время.

Работа предназначена для студентов старших курсов и магистрантов при выполнении курсовых, дипломных проектов, магистерских диссертаций и для инженеров, занимающихся расчётом и проектированием прессового и литейного оборудования переработки полимерных материалов.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлениям подготовки бакалавров и магистров техники и технологии 150400, 151900, 261700, 150700, занимающихся расчётом и проектированием оборудования для переработки полимерных материалов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Завгородний, В.К. Литьевые машины для термопластов и реактопластов / В.К. Завгородний, Э.Л. Калинин, Е.И. Марам. – М. : Машиностроение, 1968. – 374 с.
2. Техника переработки пластмасс / Под ред. Н.И. Басова, В. Броя. – Совместное издание СССР и ГДР (Издательство "Дейтчер Дерлаг Фюр Грундштоффиндустрия, г. Лейпциг). – М. : Химия, 1985. – 528 с.
3. Басов, Н.И. Расчёт и конструирование оборудования для производства и переработки полимерных материалов : учебник / Н.И. Басов, Ю.В. Казанков, В.А. Любартович. – М. : Химия, 1986. – 488 с.
4. Пантелеев, А.П. Справочник по проектированию оснастки для переработки пластмасс / А.П. Пантелеев, Ю.М. Шевцов, И.А. Горячев. – М. : Машиностроение, 1986. – 400 с.
5. Автоматизированное проектирование и расчёт шнековых машин : монография / М.В. Соколов, А.С. Клинков, О.В. Ефремов, П.С. Беляев, В.Г. Однолько. – М. : Машиностроение-1, 2004. – 248 с.
6. Гурвич, С.Г. Расчёт и конструирование машин для переработки пластических материалов / С.Г. Гурвич, Г.А. Ильяшенко, Ш.Е. Мочман. – М. : Машиностроение, 1970. – 296 с.
7. Завгородний, В.К., Механизация и автоматизация переработки пластических масс / В.К. Завгородний. – М. : Машиностроение, 1970. – 596 с.
8. Гурвич, С.Г. Машины для переработки термопластических материалов / С.Г. Гурвич, Г.А. Ильяшенко, С.Х. Свириденко. – М. : Машиностроение, 1965. – 327 с.
9. Оборудование для переработки пластмасс : справочное пособие / Под ред. В.К. Завгороднего. – М. : Машиностроение, 1976. – 407 с.
10. Дёмин, Е.Н. Справочник по пресс-формам / Е.Н. Дёмин. – Л. : Лениздат, 1967. – 367 с.
11. Веселов, В.А. Оборудование для переработки пластических масс в изделия / В.А. Веселов. – М. : Машгиз, 1961. – 212 с.
12. Салазкин, К.А. Прессование, прессы / К.А. Салазкин. – М. : МИХМ, 1975. – 195 с.
13. Малков, В.П. Оптимизация упругих систем / В.П. Малков, А.Г. Угодников. – М. : Наука, 1981. – 289 с.
14. Филоненко-Бородич, М.М. Курс сопротивления материалов / М.М. Филоненко-Бородич. – М., 1956. – Ч. 2. – 539 с.

15. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя / В.И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1978. – Т. 1. – 728 с.
16. Прочность при малоцикловом нагружении. Основы методов расчёта и испытаний / С.В. Серенсен, Р.М. Шнейдерович и др. – М. : Наука, 1975. – 540 с.
17. Тимошенко, С.П. Пластики и оболочки : пер. с англ. / С.П. Тимошенко, С. Войновский-Кригер. – М. : Физ.-мат. изд., 1963. – 635 с.
18. Исследование прочностных характеристик и отработка конструкций колонных гидравлических прессов для вулканизации РТИ. Отчёт по теме 65-74 / ВНИИРТмаш. – Тамбов, 1974. – 34 с.
19. Биргер, И.А. Расчёт резьбовых соединений / И.А. Биргер. – М. : Изд-во оборонной промышленности., 1959. – 440 с.
20. Ортега, Дж. Итерационные методы решения нелинейных систем уравнений со многими неизвестными / Дж. Ортега, В. Рейнбелдт. – М. : Мир, 1975. – 600 с.
21. Зангиллу, У.И. Нелинейное программирование / У.И. Зангиллу. – М. : Советское радио, 1973. – 196 с.
22. Шилд, Р. Методы оптимального проектирования конструкций / Р. Шилд. – М. : Механика, 1962. – 360 с.
23. Химмельблау, Д. Прикладное нелинейное программирование / Д. Химмельблау. – М. : Мир, 1975. – 480 с.
24. Разани, Р. Поведение равнонапряжённой конструкции и её отношение к конструкции минимального веса / Р. Разани // Ракетная техника и космонавтика. – 1965. – № 12.
25. Рывкин, А.А. Справочник по математике / А.А. Рывкин, А.З. Рывкин, Л.С. Хренов. – М. : Изд-во "Высшая школа", 1975. – 554 с.
26. Легостаев, В.Л. Методика раскрытия статической неопределённости в узлах сопряжения торообразных оболочек с кольцевыми днищами / Легостаев В.Л., Мордовин Е.Д. – Тамбов : Вестник ТГТУ. – 2006. – Т. 12 – № 2А.
27. Писаренко, Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.Б. Яковлев, А.А. Матвеев. – Киев : Наукова думка, 1975. – 704 с.
28. Расчёты машиностроительных конструкций методом конечных элементов : справочник / В.И. Мяченков, В.П. Мальцев, В.П. Майборода и др. – М. : Машиностроение, 1989. – 520 с.
29. Расчёт подпрессовочного устройства секторного форматора-вулканизатора / В.И. Кочетов, А.С. Клинков, М.В. Соколов, Д.В. Туляков // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2008. – № 10. – С. 18 – 21.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРОГРАММА 1

```
5 REM INPUT "РАСЧЁТ ЧЕРВЯКА НА ПРОЧНОСТЬ, ЖЁСТКОСТЬ
6 REM INPUT И УСТОЙЧИВОСТЬ. "
10 REM INPUT "Максимальное давление смеси Pmax=";PMAX
20 REM INPUT "Диаметр сердечника D2=";D2
25 REM INPUT "Наружный диаметр D ="D
30 REM INPUT "Рабочая длина L=";L
40 REM INPUT "Модуль упругости E=";E
50 REM INPUT "Шаг нарезки T=";T
60 REM INPUT "Коэффициент n=";ETA
70 REM INPUT "Допускаемое напряжение [G]=";G
80 REM INPUT "Допускаемый коэффициент запаса устойчивости для
червяка" [Ny]=;NY
105 DATA 50,45,31,37,495,2E5,45,6.78,500,490
106 READ PMAX, D, D1, D2, L, E, T, ETA, G, X
100 REM
NY = 2
120 P1 = 3.141592
130 A = 2 * P1 / T: PRINT "A="; A
140 A1 = ((D2 - D1) / 4 / L) ^ 2
150 DSPX = (D + D1) / 2 + (D2 - D1) / 2 * X / L
160 DX = (D1 + (D2 - D1) / L * X)
170 A2 = (P1 * DSPX / T) ^ 2
180 DEL = SQR(A1 + A2 + 1)
190 F1 = T / P1 / D
200 B = (D2 - D1) / D1 / L: PRINT "B"; B
210 J0 = P1 * D1 ^ 4 / 64: PRINT "J0"; J0
220 J1 = P1 * D1 ^ 4 / 64
230 J2 = P1 * D2 ^ 4 / 64
240 S = PMAX * P1 * D ^ 2 / 4: PRINT "S1"; S
250 A1 = (D - D1) / 4 * (X ^ 2 / L ^ 2 - 1) - (D2 - D1) / 6 * (X ^ 3 / L ^ 3 - 1)
260 NX = DEL * PMAX * COS(F1) * L * A1: PRINT "A1"; NX
270 NX = NX - PMAX * P1 * D ^ 2 / 4
275 REM
```

*****Mx(X)*****

280 A1 = D ^ 2 / 2 * (X ^ 2 / L ^ 2 - 1)
290 A2 = .5 - 2 / 3 * X / L + X ^ 2 / 4 / L ^ 2
300 A2 = A2 * X ^ 2 / L ^ 2
310 A2 = A2 - 1 / 12
320 A2 = D1 ^ 2 * A2
330 MX = DEL * PMAX * SIN(F1) * L / 8: PRINT MX
340 A3 = (1 / 3 - X / 4 / L) * X ^ 3 / L ^ 3 - 1 / 12
350 A3 = A3 * 2 * D1 * D2
360 A4 = D2 ^ 2 / 4 * (X ^ 4 / L ^ 4 - 1)
370 MX = MX * (A1 - A2 - A3 - A4)
373 PRINT "Nx"; NX, "Mx"; MX
376 REM

*****MY(X)*****

380 A1 = (D - D1) * (-2 * COS(A * X) / A ^ 3 - X * SIN(A * X) / A ^ 2 +
+ 2 / A ^ 3)
390 A2 = (D2 - D1) / L * (6 / A ^ 4 * SIN(A * X) - 4 * X / A ^ 3 *
COS(A * X) - X ^ 2 / A ^ 2 * SIN(A * X) + 4 * X / A ^ 3)
400 MY = DEL * PMAX * SIN(F1) / 2 / L * (A1 - A2): PRINT "A1"; A1, A2
410 A1 = COS(A * X) / A ^ 2 + X * SIN(A * X) / A - 1 / A ^ 2
420 A1 = (D ^ 2 - D1 ^ 2) / L * A1
430 A2 = 2 * D1 * (D1 - D2) / L ^ 2
440 A3 = 2 * X * COS(A * X) / A ^ 2 + (X ^ 2 / A - 2 / A ^ 3) *
SIN(A * X) - 2 * X / A ^ 2
450 A2 = A2 * A3
460 A3 = (3 * X ^ 2 / A ^ 2 - 6 / A ^ 4) * COS(A * X)
470 A4 = (X ^ 3 / A - 6 * X / A ^ 3) * SIN(A * X) + 6 / A ^ 4 - 3 * L * X /
A ^ 2
480 A3 = A3 + A4
490 A3 = (D2 - D1) ^ 2 / L ^ 3 * A3
500 MY = MY - DEL * PMAX * COS(F1) / 8 * (A1 + A2 - A3)
502 PRINT "MY"; MY
505 REM

*****MZ(Z)*****

510 MZ = -DEL * PMAX * SIN(F1) / 2 / L
520 A1 = (D - D1) * (2 * SIN(A * X) / A ^ 3 - X * COS(A * X) / A ^ 2 +
+ X / A ^ 2)
530 A2 = (D2 - D1) / L * (6 / A ^ 4 * COS(A * X) + 4 * X / A ^ 3 *
SIN(A * X) - X ^ 2 / A ^ 2 * COS(A * X) - 6 / A ^ 4 + L * X / A ^ 2):
PRINT A1

```

540 A1 = A1 - A2
550 MZ = MZ * A1
560 A1 = DEL * PMAX * COS(F1) / 8
570 A2 = (D ^ 2 - D1 ^ 2) / L * (SIN(A * X) / A ^ 2 - X * COS(A * X) /
A + X / A)
580 A3 = 2 * D1 * (D1 - D2) / L ^ 2
590 A4 = 2 * X * SIN(A * X) / A ^ 2 - (X ^ 2 / A - 2 / A ^ 3) *
COS(A * X) + L * X / A - 2 / A ^ 3
600 A3 = A3 * A4
610 A4 = (3 * X ^ 2 / A ^ 2 - 6 / A ^ 4) * SIN(A * X) - (X ^ 3 / A - 6 * X /
A ^ 3) * COS(A * X) + L ^ 2 * X / A - 6 * X / A ^ 3
620 A4 = A4 * (D1 - D2) ^ 2 / L ^ 3
630 MZ = MZ - A1 * (A2 + A3 - A4)
635 PRINT "MZ"; MZ
636 REM
*****VY(X)*****
640 VY = 3 * DEL / 2 * PMAX * SIN(F1) * (D2 - D1) / L ^ 2 / A ^ 2 - 2 *
D1 * (D2 - D1) * DEL * PMAX / 8 * COS(F1) / L ^ 2 / A
650 VY = VY / J0 / E
660 VY = VY * (X ^ 4 / 12 - L / 6 * X ^ 3 + L ^ 3 * X / 12 - 4 * B * (X ^ 5 /
20 - L * X ^ 4 / 12 + L ^ 4 * X / 30) + 10 * B ^ 2 * (X ^ 6 / 30 - L * X ^ 5 /
20 + L ^ 5 * X / 60)): PRINT "VY"; VY
670 A1 = X ^ 5 / 20 - L ^ 2 * X ^ 3 / 6 + 14 * L ^ 4 * X / 120 - 4 * B *
(X ^ 6 / 30 - L ^ 2 * X ^ 4 / 12 + 18 * L ^ 5 * X / 360) + 10 * B ^ 2 * (X ^ 7 /
42 - L ^ 2 * X ^ 5 / 20 + 22 * X * L ^ 6 / 840)
680 A1 = A1 / E / J0
690 A1 = A1 * DEL / 8 * PMAX * COS(F1) / L ^ 3 / A * (D2 - D1) ^ 2
700 VY = VY - A1
703 PRINT "VY"; VY
704 REM
*****VZ(Z)*****
710 VZ = (3 * DEL / 8 * PMAX * COS(F1) * (D2 - D1) ^ 2 / L ^ 3 /
A ^ 2 - DEL / 2 * PMAX * SIN(F1) / L / A * (D - D1)) / E / J0
720 VZ = VZ * (X ^ 4 / 12 - L / 6 * X ^ 3 + L ^ 3 / 12 * X - 4 * B * (X ^ 5 /
20 - L * X ^ 4 / 12 + L ^ 4 * X / 30) + 10 * B ^ 2 * (X ^ 6 / 30 - L * X ^ 5 /
20 + L ^ 5 / 60 * X))
730 A1 = X ^ 5 / 20 - L ^ 2 * X ^ 3 / 6 + 14 * L ^ 4 * X / 120 - 4 * B *
(X ^ 6 / 30 - L ^ 2 * X ^ 4 / 12 + 18 * L ^ 5 * X / 360) + 10 * B ^ 2 * (X ^ 7 /
42 - L ^ 2 * X ^ 5 / 20 + 22 * X * L ^ 6 / 840)

```

```

740 A1 = A1 / E / J0 / 3 * 2 * DEL / 2 * PMAX * SIN(F1) / L ^ 2 / A *
(D2 - D1)
750 VZ = VZ + A1
755 PRINT "VZ="; VZ
760 MOX = SQR(MY ^ 2 + MZ ^ 2)
770 VOX = SQR(VY ^ 2 + VZ ^ 2)
772 AWD = J1 / J2
773 PRINT "J1/J2="; AWD
780 SE = ETA / L ^ 2 * E * J2
790 VX = VOX / (1 - S / SE)
800 FX = P1 / 4 * DX ^ 2
810 wox = P1 * DX ^ 3 / 32: PRINT "wox="; wox
820 GMAX = ABS(NX) / FX + MOX / wox + ABS(NX) / wox * VX
830 A1 = L ^ 3 / 12 * (D - D1) - L ^ 3 / 32 * (D2 - D1) - (D - D1) * L ^ 3 /
16 / P1 ^ 2 + (D2 - D1) / 16 / P1 ^ 2 * L ^ 3
840 A1 = A1 * B * COS(F1) / L
850 A1 = A1 + P1 / 8 * L * D ^ 2
860 A2 = L / 2 + B * L ^ 2 + 6 * B ^ 2 * (L ^ 3 / 6 - L ^ 3 / 4 / P1 ^ 2)
861 A3 = 4 * B ^ 3 * (L ^ 4 / 8 - 3 / 8 * L ^ 4 / P1 ^ 2)
862 A2 = A2 + A3
880 A3 = B ^ 4 * (L ^ 5 / 10 - L ^ 5 / 2 / P1 ^ 2 + 3 / 4 / P1 ^ 4 * L ^ 5)
890 A2 = A2 + A3
900 A2 = A2 * E * J1 / L ^ 2 * P1 ^ 2
910 PRINT A2; A1: PMAXP = A2 / A1
920 TMAX = ABS(MX / 2 / wox)
930 GR = SQR(GMAX ^ 2 + 4 * TMAX ^ 2)
940 NU = PMAXP / PMAX
945 CLS

```

```

PRINT "Максимальное давление смеси Pmax="; PMAX
PRINT "Диаметр сердечника D2="; D2
PRINT "Наружный диаметр D="; D
PRINT "Рабочая длина L="; L
PRINT "Модуль упругости E="; E
PRINT "Шаг нарезки T="; T
PRINT "Коэффициент n="; ETA
PRINT "Допускаемое напряжение [G]="; G
REM PRINT "Допускаемый коэф-т запаса устойчивости для червяка
[Ny]="; NY
PRINT "-----"

```

```
PRINT "Результаты: ( для X = "; X; ")"  
PRINT "-----"  
950 PRINT "Внутреннее усилие Nx="; USING "+#.##^"; NX: PRINT  
955 PRINT "Mx="; USING "+#.##^"; MX;  
PRINT " "; : PRINT "My="; USING "+#.##^"; MY;  
PRINT " "; : PRINT "Mz="; USING "+#.##^"; MZ: PRINT  
960 PRINT "Прогибы Vy="; USING "+#.#####"; VY;  
PRINT " "; : PRINT "Vz="; USING "+#.#####"; VZ: PRINT  
965 PRINT "Полный прогиб Vx="; USING "+#.#####"; VX: PRINT  
REM PRINT "NY="; NY  
970 PRINT "SIGMAmax="; USING "###.#"; GMAX;  
PRINT " "; : PRINT "Pmaxкр="; USING "###.##"; PMAXP;  
PRINT " "; : PRINT "TAUmax="; USING "###.##"; TMAX: PRINT  
980 PRINT "NU="; USING "#.##"; NU; PRINT " "; : PRINT "SIGMAr=";  
USING "###.##"; GR
```

ПРОГРАММА 2

Программа минимизации массы конструкции шнека. Язык BASIC

```
' minMSCRE
'Минимизация целевой функции методом скользящего допуска
' Расчёт минимальной массы шнека с разрывными витками
  DECLARE SUB FEAS ()
  DECLARE SUB STAR ()
  DECLARE SUB WRIT ()
  DECLARE SUB SUMR ()
  DECLARE SUB prob (INQ!)
  DIM SHARED X$(50), X1$(50, 50), X2$(50, 50), R$(100),
R1$(100), R2$(100), R3$(100), SUM$(50), F$(50), SR$(50), ROLD$(100),
H$(50), FLG$(10), a$(50, 50)
  COMMON SHARED kik, NX, NC, NIC, STEP0#, ALFA#, BETA#,
GAMA#, IN, INF, FDIFER#, SEQL#, k1, k2, k3, k4, k5, k6, K7, K8, K9,
FOLD#, L5, L6, L7, L8, L9, R1A#, R2A#, R3A#
  OPEN "minMSCRE.res" FOR OUTPUT AS #1
PRINT #1, "Расчёт минимальной массы шнека с разрывными витками "
PRINT " Расчёт минимальной массы шнека с разрывными витками "
  FDIFER# = 1#
  NX = 3 'общее число переменных
  NC = 0 'общее число ограничений в виде равенств
  NIC = 8 'общее число ограничений в виде неравенств
  SIZE# = 5# 'опред. размер деформ. многогранника
CONVER# = .001# 'используется для окончания поиска
  ALFA# = 1#
  BETA# = .5#
  GAMA# = 1#
10 STEP0# = SIZE#
  X$(1) = .003# 'координаты
  X$(2) = .003# 'стартовой
  X$(3) = .005# 'точки
  ' CALL prob(3)
'PRINT "ДЛЯ ВВОДА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ НАЖМИТЕ F2 И ВЫ-
БЕРИТЕ ПОДПРОГРАММУ PROB"
  IF FDIFER# < CONVER# THEN GOTO 9999
  PRINT " <<<<< *НАЧАЛО ВЫЧИСЛЕНИЙ* >>>>>"
  PRINT #1, " <<<<< *НАЧАЛО ВЫЧИСЛЕНИЙ* >>>>>"
  Далее с помощью кнопки "F2" войти в подпрограмму SUB PROB
(INQ) и ввести с клавиатуры в тексте программы соответствующие
параметры.
```

```

Затем запустить программу на счёт (F5)"
SUB prob (INQ)
"ввод перепада давления по длине шнека,[Па]"
nnn = 2' число витков (от начала винтовой нарезки до начала разрыва)
nk = 10 'число витков (суммарное)
PP = 7000000: dP = PP / nk
"ввод геометрических параметров [м]"
LL0 = .016: R1 = .016: tt = .032: LL = tt * nk: BE = (17 * 3.14 / 180)
"ввод допускаемого напряжения [Па] и коэффиц. трения"
SIGD = 325000000: FF = .2
"Расчёт допускаемого прогиба [м]"
WD = .01 * 2 * R1
"ввод плотности [кг/м^3], модуля упругости [Па] и ускорения свобод.
паден. [м/с^2]"
RO = 7850: EE = 2E+11: gg = 9.81
"расчёт распределённой нагрузки, сечения шнека, момента инерции
и момента временного сопротивления"
q = RO * gg * 3.14 / LL * ((R1 - X#(1)) ^ 2 * LL + 2 * (R1 - X#(1) / 2) /
COS(BE) * X#(1) * X#(2) * nk - X#(3) ^ 2 * LL)
FFP = 3.14 * ((R1 - X#(1)) ^ 2 - (X#(3)) ^ 2)
J2 = 3.14 * (R1 - X#(1)) ^ 4 / 4 * (1 - (X#(3) / (R1 - X#(1)))) ^ 4)
WW0 = 3.14 * (R1 - X#(1)) ^ 3 / 2 * (1 - (X#(3) / (R1 - X#(1)))) ^ 4)
'LL1 = (2 * 3.14 * (R1 - X#(1)) ^ 4 * WD * EE / q) ^ .25
PRINT "q="; q; "LL="; LL; "WD="; WD
PRINT "X#(1)="; X#(1); "X#(2)="; X#(2); "X#(3)="; X#(3)
PRINT #1, "q="; q; "LL="; LL; "WD="; WD
PRINT #1, "X#(1)="; X#(1); "X#(2)="; X#(2); "X#(3)="; X#(3)
'"ДЛЯ НАЧАЛА ВЫЧИСЛЕНИЙ НАЖМИТЕ F5"
Mys0 = 0: Mys1 = 0: Mys2 = 0: Qys1 = 0: Qys2 = 0: Qys3 = 0
FOR I = 1 TO nk - 1
XI = (2 * I - 1) * tt / 2
IF I <= nnn THEN GOTO 15 ELSE 5
5 Qy = (-1) ^ (I + 1) * dP * tt * (R1 - X#(1)): Qysx1 = Qysx1 + Qy * XI
Qysx2 = Qysx2 + Qy * (XI) ^ 2: Qysx3 = Qysx3 + Qy * (XI) ^ 3
15 My = (-1) ^ (I + 1) * (dP * (TAN(BE) * (2 * R1 * X#(1) - X#(1) ^ 2) *
3.14 + (R1 - X#(1)) * tt) + 2 * dP * I * FF * (2 * R1 * X#(1) - X#(1) ^ 2) *
3.14) * tt / 3.14
Mys0 = Mys0 + My: Mys1 = Mys1 + My * XI: Mys2 = Mys2 + My * (XI) ^ 2
NEXT I
Ne = 3.14 ^ 2 * EE * J2 / ((2 * LL) ^ 2)
Np = PP * (3.14 * R1 ^ 2 + 2 * FF * (2 * R1 * X#(1) - X#(1) ^ 2) * 3.14)

```

```

IF (Ne) <= 0 THEN Ne = .0001: NpNe = (1 - Np / Ne)
IF (NpNe) <= 0 THEN NpNe = .5
ETA = 1 / (NpNe)
Wmax1 = q * LL ^ 4 * (3 / 4 + LL0 / LL - 1 / 4 * (LL0 / LL) ^ 4)
Wmax2a = (2 * LL0 * LL * Qysx1 + 3 * LL * Qysx2 - Qysx3) ^ 2
Wmax2b = (2 * LL0 * LL * Mys0 + 6 * LL * Mys1 - 3 * Mys2) ^ 2
Wmax2 = (Wmax2a + Wmaxb) ^ .5
Wmax = 1 / (6 * EE * J2) * (Wmax1 + Wmax2): Wpr = Wmax * ETA
Mmax = q * LL ^ 2 / 2 + ((Mys0) ^ 2 + Qysx1 ^ 2) ^ .5
Mkr = PP * 2 * 3.14 * (R1 ^ 3 - (R1 - X#(1)) ^ 3) / 3 * (TAN(BE) +
+ FF * LL / tt)
SIG = ((Mmax / WW0 + Np / FFP + Np * Wpr / WW0) ^ 2 + (Mkr /
WW0) ^ 2) ^ .5
PRINT "I="; I; "SIG="; SIG; "Wpr="; Wpr; "Wmax="; Wmax; "ETA="; ETA
PRINT "Mkr1="; Mkr1; "Mkr="; Mkr; "Mmax="; Mmax; "q="; q;
"R#(9)="; R#(9)
PRINT #1, "I="; I; "SIG="; SIG; "Wpr="; Wpr; "Wmax="; Wmax;
"ETA="; ETA
PRINT #1, "Mkr="; Mkr; "Mmax="; Mmax; "q="; q; "R#(9)="; R#(9)
IF INQ = 2 THEN GOTO 100
IF INQ = 3 THEN GOTO 200
'ограничений в виде равенств нет
GOTO 300
'ограничения в виде неравенств
100 R#(1) = 1 - SIG / SIGD
R#(2) = 1 - Wpr / WD
R#(3) = X#(1) / .001 - 1
R#(4) = 1 - X#(1) / .005
R#(5) = X#(2) / .001 - 1
R#(6) = 1 - X#(2) / .005
R#(7) = X#(3) / .001 - 1
R#(8) = 1 - X#(3) / .007
GOTO 300
'целевая функция
200 R#(9) = RO * gg * 3.14 * ((R1 - X#(1)) ^ 2 * LL0 + (R1 - X#(1)) ^ 2 *
LL + 2 * (R1 - X#(1) / 2) / COS(BE) * X#(1) * X#(2) * nk - X#(3) ^ 2 *
(LL0 + LL))
300 END SUB

```

ПРОГРАММА 3

***** ИТЕРА *****

Решение системы уравнений итерационным методом

Расчёт составного цилиндра с водяной рубашкой (вариант 1)

DeltaX# = .05#

R# = 2#

Eps# = .001#

m% = 1

Pi# = 3.1415926536#

OPEN "iterase.res" FOR OUTPUT AS #1

PRINT #1, " * * * P R O G R A M I T E R A * * * ";

PRINT #1, MID\$(DATE\$, 4, 2); : PRINT #1, ".";

PRINT #1, MID\$(DATE\$, 1, 2); : PRINT #1, ".";

PRINT #1, MID\$(DATE\$, 9, 2)

PRINT #1, " Расчёт составного цилиндра с водяной рубашкой (вариант 1)"

PRINT #1, "-----"

"

PRINT #1, " X1 X2(K1) X2(K2) Число итераций"

PRINT #1, "-----"

"

DO WHILE m% <= 31

X1# = 25# + (m% - 1) * DeltaX#

X2K1# = 32#: X2K2# = 32#: Ip% = 0

DO

Q1# = 150# * 2# * 22.5# / X1#

Q2# = 150# * 2# * 22.5# / X2K1#

Bt# = 42# / X2K1#

Dm1# = 150# * (22.5# / (X1# - 22.5#) + .3# * 8# ^ 2 / 2# / (X1# - 22.5#) ^ 2) - Q1# * X1# / 2# / (X1# - 22.5#) - 150# * 8# ^ 2 / 2# / (X1# - 22.5#) ^ 2

Dm2# = 150# * 8# ^ 2 / 2# / (X1# - 22.5#) ^ 2 + 150#

Dm3# = 150# * (22.5# / (X1# - 22.5#) + .3# * 8# ^ 2 / 2# / (X1# - 22.5#) ^ 2) - Q1# * X1# / 2# / (X1# - 22.5#) + 150#

Dm4# = (Bt# ^ 2 + 1# / (Bt# ^ 2 - 1#)) ^ 2 + 1.8# * (Bt# ^ 2 + 1# / (Bt# ^ 2 - 1#)) + 1.56#

SigmaE1# = SQR(.5# * (Dm1# ^ 2 + Dm2# ^ 2 + Dm3# ^ 2))

SigmaE2# = SQR(Q2# ^ 2 * Dm4# / 4#)

```

K1# = SigmaE1# / 556# Q1# = 150# * 2# * 22.5# / X1#
Q2# = 150# * 2# * 22.5# / X2K2#
Bt# = 42# / X2K2#
Dm1# = 150# * (22.5# / (X1# - 22.5#) + .3# * 8# ^ 2 / 2# / (X1# - 22.5#) ^
2) - Q1# * X1# / 2# / (X1# - 22.5#) - 150# * 8# ^ 2 / 2# / (X1# - 22.5#) ^ 2
Dm2# = 150# * 8# ^ 2 / 2# / (X1# - 22.5#) ^ 2 + 150#
Dm3# = 150# * (22.5# / (X1# - 22.5#) + .3# * 8# ^ 2 / 2# / (X1# - 22.5#) ^
2) - Q1# * X1# / 2# / (X1# - 22.5#) + 150#
Dm4# = (Bt# ^ 2 + 1# / (Bt# ^ 2 - 1#)) ^ 2 + 1.8# * (Bt# ^ 2 + 1# / (Bt# ^ 2
- 1#)) + 1.56#
SigmaE1# = SQR(.5# * (Dm1# ^ 2 + Dm2# ^ 2 + Dm3# ^ 2))
SigmaE2# = SQR(Q2# ^ 2 * Dm4# / 4#)
K2# = SigmaE2# / 434# IF ABS(K1# - 1#) <= Eps# AND ABS(K2# - 1#)
<= Eps# THEN EXIT DO
X2K1# = X2K1# + X2K1# * (K1# - 1#) / R#
X2K2# = X2K2# + X2K2# * (K2# - 1#) / R#
Ip% = Ip% + 1
IF Ip% > 49 THEN EXIT DO
LOOP
PRINT #1, USING "#####.## "; X1#; X2K1#; X2K2#; Ip%
PRINT USING "#####.## "; X1#; X2K1#; X2K2#; Ip%
m% = m% + 1
LOOP
PRINT #1, "-----"
PRINT "-----"
V# = 2# * Pi# * (25.63# ^ 2 - 22.5# ^ 2) + Pi# * (31.62# ^ 2 - 25.63# ^ 2) +
2# * Pi# * (42# ^ 2 - 31.62# ^ 2)
PRINT #1, " V = "; V#
PRINT " V = "; V# CLOSE

```

ПРОГРАММА 4

```
'
                                minMT-LC
' Минимизация целевой функции методом скользящего допуска
' Минимизация массы конструкции двухслойного материального
цилиндра с канавками в местах сопряжения
  DECLARE SUB FEAS ()
  DECLARE SUB STAR ()
  DECLARE SUB WRIT ()
  DECLARE SUB SUMR ()
  DECLARE SUB PROB (INQ!)
  DIM SHARED X$(50), X1$(50, 50), X2$(50, 50), R$(100),
R1$(100), R2$(100), R3$(100), SUM$(50), F$(50), SR$(50), ROLD$(100),
H$(50), FLG$(10), A$(50, 50)
  COMMON SHARED NX, NC, NIC, STEP0#, ALFA#, BETA#,
GAMA#, IN, INF, FDIFER#, SEQ#L#, K1, K2, K3, K4, K5, K6, K7, K8,
K9, FOLD#, L5, L6, L7, L8, L9, R1A#, R2A#, R3A#
  OPEN "minVT-LC.res" FOR OUTPUT AS #1
  PRINT #1, " Расчёт двухслойного цилиндра"
  PRINT "-----"
  PRINT #1, "-----"
  FDIFER# = 1#
  NX = 4 'общее число переменных
  NC = 0 'общее число ограничений в виде равенств
  NIC = 10 'общее число ограничений в виде неравенств
  SIZE# = 5# 'опред. размер деформ. многогранника
  CONVER# = .001# 'используется для окончания поиска
  ALFA# = 1#
  BETA# = .5#
  GAMA# = 2#
  10 STEP0# = SIZE#
  X$(1) = .025# 'координаты
  X$(2) = .033# 'стартовой
  X$(3) = .042# 'точки
  X$(4) = .008# '
  IF FDIFER# < CONVER# THEN GOTO 9999
  PRINT " <<<<< *НАЧАЛО ВЫЧИСЛЕНИЙ* >>>>>"
  PRINT #1, " <<<<< *НАЧАЛО ВЫЧИСЛЕНИЙ* >>>>>"
  Далее с помощью кнопки "F2" войти в подпрограмму SUB PROB
(INQ) и ввести с клавиатуры в тексте программы соответствующие
параметры.
```

Затем запустить программу на счёт (F5)"

```

SUB PROB (INQ)
'Внутренний радиус внутреннего цилиндра, м
aa = .0225
'Плотность материала цилиндра, кг/м^3
RO = 7800
'Коэффициент Пуассона для стали
mu1 = .3
'Давление внутри цилиндра, Па
PP = 150000000
dd = X#(1): bb = X#(3): cc1 = X#(2): LL = X#(4)
PRINT cc1
bet = bb / cc1
PP1 = ((aa / (dd - aa) + mu1 * LL ^ 2 / 2 / (dd - aa) ^ 2) - 2 * aa /
dd * dd / 2 / (dd - aa) - LL ^ 2 / 2 / (dd - aa) ^ 2) ^ 2
PP2 = ((LL ^ 2 / 2 / (dd - aa) ^ 2 + 1)) ^ 2
PP3 = ((aa / (dd - aa) + mu1 * LL ^ 2 / 2 / (dd - aa) ^ 2) - 2 * aa /
dd * dd / 2 / (dd - aa) + 1) ^ 2
Sig1 = PP * SQR(.5 * (PP1 + PP2 + PP3))
PRINT Sig1
Sig2 = PP * SQR(aa ^ 2 / cc1 ^ 2 * (((bet ^ 2 + 1) / (bet ^ 2 - 1)) ^ 2 +
+ 1.8 * ((bet ^ 2 + 1) / (bet ^ 2 - 1)) + 1.56))
'Допускаемые напряжения для материала двухслойного
цилиндра, Па
Sigd1 = 566000000: Sigd2 = 434000000
IF INQ = 2 THEN GOTO 100
IF INQ = 3 THEN GOTO 200
'ограничений в виде равенств нет
GOTO 300
'ограничения в виде неравенств
100
R#(1) = 1# - Sig1 / Sigd1
R#(2) = 1# - Sig2 / Sigd2
R#(3) = X#(1) / .025 - 1#
R#(4) = 1# - X#(1) / .032
R#(5) = X#(2) / .03 - 1#
R#(6) = 1# - X#(2) / .037
R#(7) = X#(3) / .042 - 1#
R#(8) = 1# - X#(3) / .052
R#(9) = X#(4) / .008 - 1#
R#(10) = 1# - X#(4) / .015
GOTO 300

```

```

'целевая функция
200 R#(11) = 3.14 * RO * (2 * (dd ^ 2 - aa ^ 2) + (cc1 ^ 2 - dd ^ 2) +
+ 2 * (bb ^ 2 - cc1 ^ 2)) / 1000
300 X#(1) = dd: X#(3) = bb: X#(2) = cc1: X#(4) = LL
END SUB

```

Результаты расчёта

FDIFER = 10 SR(N1) = .4690697390576568

НОМЕР Счета 1 FDIFER = 10

Объектная функция = 5.024533612321208D-02

ВЕКТОР: X(1) = 2.500000037252903D-02

ВЕКТОР: X(2) = 3.299999982118607D-02

ВЕКТОР: X(3) = 4.199999943375587D-02

ВЕКТОР: X(4) = 8.00000037997961D-03

G(1) : -.411462332155477

G(2) : -.2252224884792627

G(3) : 0

G(4) : .2187500254658504

G(5) : .1000000186264519

G(6) : .1081081244351654

G(7) : 0

G(8) : .1923077198616141

G(9) : 0

G(10) : .4666666294137629

НОМЕР Счета 20 FDIFER = 9.986461695358497D-04

Объектная функция = 6.324462481824893D-02

ВЕКТОР: X(1) = 2.613089233636856D-02

ВЕКТОР: X(2) = 3.044299781322479D-02

ВЕКТОР: X(3) = 4.381043836474419D-02

ВЕКТОР: X(4) = 9.387007914483547D-03

G(1) : .0024753074204947

G(2) : 1.253618433179723D-02

G(3) : 4.523567787951711D-02

G(4) : .1834096532744427

G(5) : 1.476661645596114D-02

G(6) : .1772162859218664

G(7) : 4.310568941420607D-02

G(8) : .1574915872917169

G(9) : .1733759335780771

G(10) : .3741994583800314

-----STOP-----

ITERAPRESS

Решение системы уравнений итерационным методом

Расчёт литейного пресса с усилием 2500 кН

r = 2#

Eps = .05#

OPEN "itera_p.res" FOR OUTPUT AS #1

CLS

PRINT #1, "-----"

PRINT #1, " X1,X3 X2(K1) X2(K2) X2(K3) Число итераций"

PRINT " X1,X3 X2(K1) X2(K2) X2(K3) Число итераций"

PRINT #1, "-----"

PRINT "-----"

FOR m% = 1 TO 21

X1 = 50# + (m% - 1) * DeltaX

X3 = 50# + (m% - 1) * DeltaX

X2K1 = 50#: X2K2 = 50#: X2K3 = 50#: Ip% = 0

DO

A1 = 7.65# / X1 ^ 4 + 970# / X2K1 ^ 4 + 13.7# / X3 ^ 4

B1 = .48# / X1 ^ 4 + 22.6# / X2K1 ^ 4 + .535# / X3 ^ 4

K1 = 4750# * A1 / B1 / X1 ^ 3

A2 = 7.65# / X1 ^ 4 + 970# / X2K2 ^ 4 + 13.7# / X3 ^ 4

B2 = .48# / X1 ^ 4 + 22.6# / X2K2 ^ 4 + .535# / X3 ^ 4

K2 = 1385# / X2K2 ^ 2 + 2000000# / X2K2 ^ 3 - 46500# * A2 / B2 / X2K2 ^ 3

A3 = 7.65# / X1 ^ 4 + 970# / X2K3 ^ 4 + 13.7# / X3 ^ 4

B3 = .48# / X1 ^ 4 + 22.6# / X2K3 ^ 4 + .535# / X3 ^ 4

K3 = 8200# * A3 / B3 / X3 ^ 3 - 17600# / X3 ^ 3 IF ABS(K1 - 1#) <= Eps AND ABS(K2 - 1#) <= Eps AND ABS(K3 - 1#) <= Eps THEN EXIT DO

X2K1 = X2K1 + X2K1 * (K1 - 1#) / r

X2K2 = X2K2 + X2K2 * (K2 - 1#) / r

X2K3 = X2K3 + X2K3 * (K3 - 1#) / r

Ip% = Ip% + 1

IF Ip% > 49 THEN EXIT DO

LOOP

PRINT #1, USING "#####.## "; X1; X2K1; X2K2; X2K3; Ip%

PRINT USING "#####.## "; X1; X2K1; X2K2; X2K3; Ip%

NEXT m%

END

FLEXIPRESS (Метод скользящего допуска)

```

DECLARE SUB FEAS ()
DECLARE SUB STAR ()
DECLARE SUB WRIT ()
DECLARE SUB SUMR ()
DECLARE SUB PROB (INQ!)
DIM SHARED X$(50), X1$(50, 50), X2$(50, 50), R$(100), R1$(100),
R2$(100), R3$(100), SUM$(50), F$(50), SR$(50), ROLD$(100), H$(50),
FLG$(10), A$(50, 50)
COMMON SHARED NX, NC, NIC, STEP0#, ALFA#, BETA#, GAMA#,
IN, INF, FDIFER#, SEQL#, K1, K2, K3, K4, K5, K6, K7, K8, K9, FOLD#,
L5, L6, L7, L8, L9, R1A#, R2A#, R3A#
OPEN "flexi press.res" FOR OUTPUT AS #1
PRINT #1, "Тестовый пример расчёта"
PRINT "-----"
PRINT #1, "-----"
FDIFER# = 1#
NX = 2
NC = 1
NIC = 3
SIZE# = .3#
CONVER# = .00001#
ALFA# = 1#
BETA# = .5#
GAMA# = 2#
10 STEP0# = SIZE#
X$(1) = 1#
X$(2) = 1#
IF FDIFER# < CONVER# THEN GOTO 9999
PRINT " <<<<< *НАЧАЛО ВЫЧИСЛЕНИЙ* >>>>>"
PRINT #1, " <<<<< *НАЧАЛО ВЫЧИСЛЕНИЙ* >>>>>"
PRINT "-----"
PRINT #1, "-----"
PRINT " ОБЩЕЕ ЧИСЛО ПЕРЕМЕННЫХ: "; NX
PRINT #1, " ОБЩЕЕ ЧИСЛО ПЕРЕМЕННЫХ: "; NX
PRINT " ОБЩЕЕ ЧИСЛО ОГРАНИЧЕНИЙ В ВИДЕ: 1).РАВЕНСТВ :
"; NC

```

```

PRINT #1, " ОБЩЕЕ ЧИСЛО ОГРАНИЧЕНИЙ В ВИДЕ:
1).РАВЕНСТВ : "; NC
PRINT " 2).НЕРАВЕНСТВ: "; NIC
PRINT #1, " 2).НЕРАВЕНСТВ: "; NIC
PRINT " ВЕЛИЧ.ОПРЕД.РАЗМЕР ДЕФОРМ.МНОГОГРАННИКА: ";
SIZE#
PRINT #1, " ВЕЛИЧ.ОПРЕД.РАЗМЕР ДЕФОРМ.МНОГОГРАННИКА:
"; SIZE#
PRINT " ЧИСЛО ОПРЕД.ОКОНЧАНИЕ ПОИСКА: "; CONVER#
PRINT #1, " ЧИСЛО ОПРЕД.ОКОНЧАНИЕ ПОИСКА: "; CONVER#
K1 = NX + 1
K2 = NX + 2
K3 = NX + 3
K4 = NX + 4
K5 = NX + 5
K6 = NC + NIC
K7 = NC + 1
K8 = NC + NIC
K9 = K8 + 1
N = NX - NC
N1 = N + 1
IF N1 >= 3 THEN GOTO 50
N1 = 3
N = 2
50 N2 = N + 2
N3 = N + 3
N4 = N + 4
N5 = N + 5
N6 = N + 6
N7 = N + 7
N8 = N + 8
XN = N
XNX = NX
XN1 = N1
R1A# = .5# * (SQR(5#) - 1#)
R2A# = R1A# * R1A#
R3A# = R2A# * R1A#
L5 = NX + 5
L6 = NX + 6
L7 = NX + 7

```

```

L8 = NX + 8
L9 = NX + 9
ICONT = 1
NCONT = 1
PRINT " НАЧАЛО ЦИКЛИЧЕСКИХ ВЫЧИСЛЕНИЙ"
PRINT #1, " НАЧАЛО ЦИКЛИЧЕСКИХ ВЫЧИСЛЕНИЙ"
FOR J = 1 TO NX
PRINT " X("; J; ") = "; X#(J)
PRINT #1, " X("; J; ") = "; X#(J)
NEXT J
FDIFER# = 2# * (NC + 1) * STEP0#
FOLD# = FDIFER#
IN = N1
CALL SUMR
SR#(N1) = SQR(SEQ#)
PRINT " FDIFER ="; FDIFER#, " SR(N1) ="; SR#(N1)
PRINT #1, " FDIFER ="; FDIFER#, " SR(N1) ="; SR#(N1)
IF SR#(N1) < FDIFER# THEN GOTO 341
CALL WRIT
INF = N1
STEP0# = .05# * FDIFER#
CALL FEAS
PRINT " SR(INF) ="; SR#(INF)
PRINT #1, " SR(INF) ="; SR#(INF)
IF FOLD# < 1E-09 THEN GOTO 80
341 PRINT "-----"
PRINT #1,
"-----"
PRINT " HOME# СЧЕТА:"; ICONT, " FDIFER ="; FDIFER#
PRINT #1, " HOME# СЧЕТА:"; ICONT, " FDIFER ="; FDIFER#
CALL WRIT
FTER# = R#(K9)
237 STEP1# = STEP0# * (SQR(XNX + 1#) + XNX - 1#) / (XNX *
SQR(2#))
STEP2# = STEP0# * (SQR(XNX + 1#) - 1#) / (XNX * SQR(2#))
ETA# = (STEP1# + (XNX - 1#) * STEP2#) / (XNX + 1#)
FOR J = 1 TO NX
X#(J) = X#(J) - ETA#
NEXT J
4 CALL STAR

```

```

FOR I = 1 TO N1
FOR J = 1 TO NX
X2#(I, J) = X1#(I, J)
NEXT J
NEXT I
9 FOR I = 1 TO N1
IN = I
FOR J = 1 TO NX
X#(J) = X2#(I, J)
NEXT J
CALL SUMR
SR#(I) = SQR(SEQL#)
IF SR#(I) < FDIFER# THEN GOTO 8
CALL FEAS
IF FOLD# < 1E-09 THEN GOTO 80
8 CALL PROB(3)
F#(I) = R#(K9)
5 NEXT I
1000 STEP0# = .05# * FDIFER#
ICONT = ICONT + 1
FH# = F#(1)
LHIGH = 1
FOR I = 2 TO N1
IF F#(I) < FH# THEN GOTO 166
FH# = F#(I)LHIGH = I
166 NEXT I
41 FL# = F#(1)
LOW = 1
FOR I = 2 TO N1
IF FL# < F#(I) THEN GOTO 177
FL# = F#(I)
LOW = I
177 NEXT I
17 FOR J = 1 TO NX
86 X#(J) = X2#(LOW, J)
NEXT J
IN = LOW
CALL SUMR
SR#(LOW) = SQR(SEQL#)
IF SR#(LOW) < FDIFER# THEN GOTO 87

```

```

INF = LOW
CALL FEAS
IF FOLD# < 1E-09 THEN GOTO 80
CALL PROB(3)
F#(LOW) = R#(K9)
GOTO 41
87 FOR J = 1 TO NX
SUM2# = 0#
FOR I = 1 TO N1
20 SUM2# = SUM2# + X2#(I, J)
NEXT I
19 X2#(N2, J) = 1# / XN * (SUM2# - X2#(LHIGH, J))
NEXT J
SUM2# = 0#
FOR I = 1 TO N1
FOR J = 1 TO NX
SUM2# = SUM2# + (X2#(I, J) - X2#(N2, J)) ^ 2
NEXT J
NEXT I
36 FDIFER# = (NC + 1) / XN1 * SQR(SUM2#)
IF FDIFER# < FOLD# THEN GOTO 98
FDIFER# = FOLD#
GOTO 198
98 FOLD# = FDIFER#
198 FTER# = F#(LOW)
PRINT "-----", FDIFER# "???????????"
137 NCONT = NCONT + 1
IF NCONT < 4 * N1 THEN GOTO 37
IF ICONT < 1500 THEN GOTO 337
FOLD# = .5# * FOLD#
337 NCONT = 0
PRINT
"-----"
PRINT #1,
"-----"
PRINT " HOMEPCЧETA: "; ICONT, " FDIFER = "; FDIFER#
PRINT #1, " HOMEPCЧETA: "; ICONT, " FDIFER = "; FDIFER#
CALL WRIT
37 IF FDIFER# < CONVER# THEN GOTO 81
IF LHIGH = 1 THEN GOTO 43

```

```

FS# = F#(1)
LSEC = 1
GOTO 44
43 FS# = F#(2)
LSEC = 2
44 FOR I = 1 TO N1
IF LHIGH = I THEN GOTO 18
IF F#(I) < FS# THEN GOTO 18
FS# = F#(I)
LSEC = I
18 NEXT I
FOR J = 1 TO NX
X2#(N3, J) = X2#(N2, J) + ALFA# * (X2#(N2, J) - X2#(LHIGH, J))
61 X#(J) = X2#(N3, J)
NEXT J
IN = N3
CALL SUMR
SR#(N3) = SQR(SEQ#)
89 IF SR#(N3) < FDIFER# THEN GOTO 82
INF = N3
CALL FEAS
IF FOLD# < 1E-09 THEN GOTO 80
82 CALL PROB(3)
F#(N3) = R#(K9)
IF F#(N3) < F#(LOW) THEN GOTO 84
IF F#(N3) < F#(LSEC) THEN GOTO 92
GOTO 60
92 FOR J = 1 TO NX
93 X2#(LHIGH, J) = X2#(N3, J)
NEXT J
SR#(LHIGH) = SR#(N3)
F#(LHIGH) = F#(N3)
GOTO 1000
84 FOR J = 1 TO NX
X2#(N4, J) = X2#(N2, J) + GAMA# * (X2#(N3, J) - X2#(N2, J))
23 X#(J) = X2#(N4, J)
NEXT J
IN = N4
CALL SUMR
SR#(N4) = SQR(SEQ#)

```

```

IF SR#(N4) < FDIFER# THEN GOTO 25
INF = N4
CALL FEAS
IF FOLD# < 1E-09 THEN GOTO 80
25 CALL PROB(3)
F#(N4) = R#(K9)
IF F#(LOW) < F#(N4) THEN GOTO 92
FOR J = 1 TO NX
X2#(LHIGH, J) = X2#(N4, J)
NEXT J
F#(LHIGH) = F#(N4)
SR#(LHIGH) = SR#(N4)
GOTO 1000
60 IF F#(N3) > F#(LHIGH) THEN GOTO 64
FOR J = 1 TO NX
65 X2#(LHIGH, J) = X2#(N3, J)
NEXT J
64 FOR J = 1 TO NX
X2#(N4, J) = BETA# * X2#(LHIGH, J) + (1# - BETA#) * X2#(N2, J)
66 X#(J) = X2#(N4, J)
NEXT J
IN = N4
CALL SUMR
SR#(N4) = SQR(SEQ#)
IF SR#(N4) < FDIFER# THEN GOTO 67
INF = N4
CALL FEAS
IF FOLD# < 1E-09 THEN GOTO 80
67 CALL PROB(3)
F#(N4) = R#(K9)
IF F#(LHIGH) > F#(N4) THEN GOTO 68
FOR J = 1 TO NX
FOR I = 1 TO N1
69 X2#(I, J) = .5# * (X2#(I, J) + X2#(LOW, J))
NEXT I
NEXT J
FOR I = 1 TO N1
FOR J = 1 TO NX
X#(J) = X2#(I, J)
NEXT J

```

```

IN = I
CALL SUMR
SR#(I) = SQR(SEQ#)
IF SR#(I) < FDIFER# THEN GOTO 72
INF = I
CALL FEAS
IF FOLD# < 1E-09 THEN GOTO 80
72 CALL PROB(3)
70 F#(I) = R#(K9)
NEXT I
GOTO 1000
68 FOR J = 1 TO NX
73 X2#(LHIGH, J) = X2#(N4, J)
NEXT J
SR#(LHIGH) = SR#(N4)
F#(LHIGH) = F#(N4)
GOTO 1000
81 PRINT
"-----"
PRINT #1,
"-----"
PRINT " НОМЕР СЧЕТА: "; ICONT, " FDIFER = "; FDIFER#
PRINT #1, " НОМЕР СЧЕТА: "; ICONT, " FDIFER = "; FDIFER#
CALL WRIT
PRINT " ФИНАЛ"
PRINT #1, " ФИНАЛ"
GOTO 10
80 PRINT
"-----"
PRINT #1,
"-----"
PRINT " НОМЕР СЧЕТА: "; ICONT, " FDIFER = "; FDIFER#
PRINT #1, " НОМЕР СЧЕТА: "; ICONT, " FDIFER = "; FDIFER#
CALL WRIT
PRINT " НЕТ ФИНАЛА"
PRINT #1, " НЕТ ФИНАЛА"
SOUND 1500, 18
SLEEP 30
GOTO 10
9999 PRINT "-----STOP-----"

```

```
PRINT #1, "-----STOP-----"  
SOUND 110, 12  
CLOSE  
END
```

```
SUB FEAS  
ALFA# = 1#: BETA# = .5#: GAMA# = 2#  
XNX = NX  
ICONT = 0  
LCHEK = 0  
ICHEK = 0  
250 CALL STAR  
FOR I = 1 TO K1  
FOR J = 1 TO NX  
X#(J) = X1#(I, J)  
NEXT J  
IN = I  
CALL SUMR  
NEXT I  
28 SUMH# = SUM#(1)  
INDEX = 1  
FOR I = 2 TO K1  
IF SUM#(I) <= SUMH# THEN GOTO 7  
SUMH# = SUM#(I)  
INDEX = I  
7 NEXT I  
SUML# = SUM#(1)  
KOUNT = 1  
FOR I = 2 TO K1  
IF SUML# <= SUM#(I) THEN GOTO 888  
SUML# = SUM#(I)  
KOUNT = I  
888 NEXT I  
FOR J = 1 TO NX  
SUM2# = 0#  
FOR I = 1 TO K1  
SUM2# = SUM2# + X1#(I, J)  
NEXT I  
X1#(K2, J) = 1# / XNX * (SUM2# - X1#(INDEX, J))  
X1#(K3, J) = 2# * X1#(K2, J) - X1#(INDEX, J)
```

```

X#(J) = X1#(K3, J)
NEXT J
IN = K3
CALL SUMR
IF SUM#(K3) < SUML# THEN GOTO 11
IF INDEX = 1 THEN GOTO 38
SUMS# = SUM#(1)
GOTO 39
38 SUMS# = SUM#(2)
39 FOR I = 1 TO K1
IF (INDEX - I) = 0 THEN GOTO 12
IF SUM#(I) <= SUMS# THEN GOTO 12
SUMS# = SUM#(I)
12 NEXT I
IF SUM#(K3) > SUMS# THEN GOTO 13
GOTO 14
11 FOR J = 1 TO NX
X1#(K4, J) = X1#(K2, J) + 2# * (X1#(K3, J) - X1#(K2, J))
15 X#(J) = X1#(K4, J)
NEXT J
IN = K4
CALL SUMR
IF SUM#(K4) < SUML# THEN GOTO 16
GOTO 14
13 IF SUM#(K3) > SUMH# THEN GOTO 170
FOR J = 1 TO NX
X1#(INDEX, J) = X1#(K3, J)
NEXT J
170 FOR J = 1 TO NX
X1#(K4, J) = .5# * (X1#(INDEX, J) + X1#(K2, J))
X#(J) = X1#(K4, J)
NEXT J
IN = K4
CALL SUMR
IF SUMH# > SUM#(K4) THEN GOTO 601
FOR J = 1 TO NX
FOR I = 1 TO K1
X1#(I, J) = .5# * (X1#(I, J) + X1#(KOUNT, J))
NEXT I
NEXT J

```

```

FOR I = 1 TO K1
FOR J = 1 TO NX
30 X#(J) = X1#(I, J)
NEXT J
IN = I
CALL SUMR
NEXT I
555 SUML# = SUM#(1)
KOUNT = 1
FOR I = 2 TO K1
IF SUML# < SUM#(I) THEN GOTO 233
SUML# = SUM#(I)
KOUNT = I
233 NEXT I
SR#(INF) = SQR(SUM#(KOUNT))
FOR J = 1 TO NX
27 X#(J) = X1#(KOUNT, J)
NEXT J
GOTO 26
601 FOR J = 1 TO NX
31 X1#(INDEX, J) = X1#(K4, J)
NEXT J
SUM#(INDEX) = SUM#(K4)
GOTO 555
16 FOR J = 1 TO NX
X1#(INDEX, J) = X1#(K4, J)
21 X#(J) = X1#(INDEX, J)
NEXT J
SUM#(INDEX) = SUM#(K4)
SR#(INF) = SQR(SUM#(K4))
GOTO 26
14 FOR J = 1 TO NX
X1#(INDEX, J) = X1#(K3, J)
22 X#(J) = X1#(INDEX, J)
NEXT J
SUM#(INDEX) = SUM#(K3)
SR#(INF) = SQR(SUM#(K3))
26 ICONT = ICONT + 1
FOR J = 1 TO NX
X2#(INF, J) = X#(J)

```

```

NEXT J
IF ICONT < (2 * K1) THEN GOTO 500
ICONT = 0
FOR J = 1 TO NX
24 X#(J) = X1#(K2, J)
NEXT J
IN = K2
CALL SUMR
DIFER# = 0#
I = 1
FOR I = 1 TO K1
57 DIFER# = DIFER# + (SUM#(I) - SUM#(K2)) ^ 2
NEXT I
DIFER# = 1# / (K7 * XNX) * SQR(DIFER#)
IF DIFER# > 1E-14 THEN GOTO 500
51 IN = K1
STEP0# = 20# * FDIFER#
CALL SUMR
SR#(INF) = SQR(SEQL#)
FOR J = 1 TO NX
52 X1#(K1, J) = X#(J)
NEXT J
FOR J = 1 TO NX
FACTOR# = 1#
X#(J) = X1#(K1, J) + FACTOR# * STEP0#
X1#(L9, J) = X#(J)
IN = L9
CALL SUMR
X#(J) = X1#(K1, J) - FACTOR# * STEP0#
X1#(L5, J) = X#(J)
IN = L5
CALL SUMR
56 IF SUM#(L9) < SUM#(K1) THEN GOTO 54
IF SUM#(L5) < SUM#(K1) THEN GOTO 55
GOTO 97
54 X1#(L5, J) = X1#(K1, J)
SUM#(L5) = SUM#(K1)
X1#(K1, J) = X1#(L9, J)
SUM#(K1) = SUM#(L9)
FACTOR# = FACTOR# + 1#

```

```

X#(J) = X1#(K1, J) + FACTOR# * STEP0#
IN = L9
CALL SUMR
GOTO 56
55 X1#(L9, J) = X1#(K1, J)
SUM#(L9) = SUM#(K1)
X1#(K1, J) = X1#(L5, J)
SUM#(K1) = SUM#(L5)
FACTOR# = FACTOR# + 1#
X#(J) = X1#(K1, J) - FACTOR# * STEP0#
IN = L5
CALL SUMR
GOTO 56
97 H#(J) = X1#(L9, J) - X1#(L5, J)
X1#(L6, J) = X1#(L5, J) + H#(J) * R1A#
X#(J) = X1#(L6, J)
IN = L6
CALL SUMR
X1#(L7, J) = X1#(L5, J) + H#(J) * R2A#
X#(J) = X1#(L7, J)
IN = L7
CALL SUMR
IF SUM#(L6) > SUM#(L7) THEN GOTO 688
X1#(L8, J) = X1#(L5, J) + (1# - R3A#) * H#(J)
X1#(L5, J) = X1#(L7, J)
X#(J) = X1#(L8, J)
IN = L8
CALL SUMR
IF SUM#(L8) > SUM#(L6) THEN GOTO 76
X1#(L5, J) = X1#(L6, J)
SUM#(L5) = SUM#(L6)
GOTO 75
76 X1#(L9, J) = X1#(L8, J)
SUM#(L9) = SUM#(L8)
GOTO 75
688 X1#(L9, J) = X1#(L6, J)
X1#(L8, J) = X1#(L5, J) + R3A# * H#(J)
X#(J) = X1#(L8, J)
IN = L8
CALL SUMR

```

```

STEP0# = SIZE#
SUM#(L9) = SUM#(L6)
IF SUM#(L7) > SUM#(L8) THEN GOTO 71
X1#(L5, J) = X1#(L8, J)
SUM#(L5) = SUM#(L8)
GOTO 75
71 X1#(L9, J) = X1#(L7, J)
SUM#(L9) = SUM#(L7)
75 IF ABS(X1#(L9, J) - X1#(L5, J)) > .01# * FDIFER# THEN GOTO 97
    X1#(K1, J) = X1#(L7, J)
X#(J) = X1#(L7, J)
SUM#(K1) = SUM#(L5)
SR#(INF) = SQR(SUM#(K1))
IF SR#(INF) < FDIFER# THEN GOTO 760
53 NEXT J
ICHEK = ICHEK + 1
STEP0# = FDIFER#
IF ICHEK <= 2 THEN GOTO 250
FOLD# = 1E-12
PRINT " ПОДПРОГРАММА FEAS"
PRINT #1, " ПОДПРОГРАММА FEAS"
FOR J = 1 TO NX
PRINT X#(J)
NEXT J
PRINT " FDIFER ="; FDIFER#, " SR(INF) ="; SR#(INF)
GOTO 46
760 J = 1
FOR J = 1 TO NX
X2#(INF, J) = X1#(K1, J)
761 X#(J) = X1#(K1, J)
NEXT J
500 IF SR#(INF) > FDIFER# THEN GOTO 28
IF SR#(INF) > 0# THEN GOTO 35
CALL PROB(3)
FINT# = R#(K9)
FOR J = 1 TO NX
139 X#(J) = X2#(INF, J)
NEXT J
CALL PROB(2)
FOR J = K7 TO K8

```

```

40 R1#(J) = R#(J)
NEXT J
FOR J = 1 TO NX
X#(J) = X1#(KOUNT, J)
NEXT J
CALL PROB(2)
FOR J = K7 TO K8
42 R3#(J) = R#(J)
NEXT J
FOR J = 1 TO NX
H#(J) = X1#(KOUNT, J) - X2#(INF, J)
X#(J) = X2#(INF, J) + .5# * H#(J)
NEXT J
CALL PROB(2)
FLG#(1) = 0#
FLG#(2) = 0#
FLG#(3) = 0#
FOR J = K7 TO K8
IF R3#(J) >= 0 THEN GOTO 404
FLG#(1) = FLG#(1) + R1#(J) * R1#(J)
FLG#(2) = FLG#(2) + R#(J) * R#(J)
FLG#(3) = FLG#(3) + R3#(J) * R3#(J)
404 NEXT J
SR#(INF) = SQR(FLG#(1))
IF SR#(INF) < FDIFER# THEN GOTO 35
ALFA1# = FLG#(1) - 2# * FLG#(2) + FLG#(3)
BETA1# = 3# * FLG#(1) - 4# * FLG#(2) + FLG#(3)
RATIO# = BETA1# / (4# * ALFA1#)
FOR J = 1 TO NX
45 X#(J) = X2#(INF, J) + H#(J) * RATIO#
NEXT J
IN = INF
CALL SUMR
SR#(INF) = SQR(SEQL#)
IF SR#(INF) < FDIFER# THEN GOTO 465
FOR I = 1 TO 20
FOR J = 1 TO NX
48 X#(J) = X#(J) - .05# * H#(J)
NEXT J
CALL SUMR

```

```

SR#(INF) = SQR(SEQL#)
IF SR#(INF) < FDIFER# THEN GOTO 465
49 NEXT I
465 CALL PROB(3)
IF FINT# > R#(K9) THEN GOTO 46
SR#(INF) = 0#
GOTO 35
46 FOR J = 1 TO NX
47 X2#(INF, J) = X#(J)
NEXT J
35 FOR J = 1 TO NX
335 X#(J) = X2#(INF, J)
NEXT J
END SUB
SUB PROB (INQ)
IF INQ = 2 THEN GOTO 100
IF INQ = 3 THEN GOTO 200
R#(1) = 25# - X#(1) ^ 2 - X#(2) ^ 2
GOTO 300
100 R#(2) = 10# * X#(1) - X#(1) ^ 2 + 10# * X#(2) - X#(2) ^ 2 - 34#
R#(3) = X#(1)
R#(4) = X#(2)
GOTO 300
200 R#(5) = 4# * X#(1) - X#(2) ^ 2 - 12#
300 END SUB
END SUB
SUB SUMR
SUM#(IN) = 0#
CALL PROB(2)
SEQL# = 0#
IF NIC = 0 THEN GOTO 444
FOR J = K7 TO K8
IF R#(J) >= 0# THEN GOTO 111
SEQL# = SEQL# + R#(J) * R#(J)
111 NEXT J
444 IF NC = 0 THEN GOTO 313
CALL PROB(1)
FOR J = 1 TO NC
SEQL# = SEQL# + R#(J) * R#(J)
NEXT J

```

```
313 SUM#(IN) = SEQL#
END SUB
SUB WRIT
CALL PROB(3)
PRINT " ОБЪЕКТНАЯ ФУНКЦИЯ = "; R#(K9)
FOR J = 1 TO NX
PRINT " ВЕКТОР: X("; J; ") = "; X#(J)
NEXT J
IF NC = 0 THEN GOTO 6
CALL PROB(1)
FOR J = 1 TO NC
PRINT " H("; J; ") : "; R#(J)
PRINT #1, " H("; J; ") : "; R#(J)
NEXT J
6 IF NIC = 0 THEN GOTO 503
CALL PROB(2)
FOR J = K7 TO K6
PRINT " G("; J; ") : "; R#(J)
PRINT #1, " G("; J; ") : "; R#(J)
NEXT J
503 END SUB
```

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЁТЫ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ЛИТЬЕВОГО ОБОРУДОВАНИЯ	4
1.1. Материалы, применяемые для изготовления основных рабочих элементов оборудования	4
1.2. Прочностные расчёты червяков инжекционных механизмов литьевых машин	7
1.3. Решение задачи минимизации массы конструкции шнека с осевым отверстием и разрывными витками	9
1.4. Определение оптимальных геометрических параметров составного цилиндра пластикации литьевых машин	12
2. ОПТИМИЗАЦИЯ ПРЕССОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ	19
2.1. Выбор оптимальных параметров конструктивного исполнения элементов прессового оборудования	19
2.2. Оптимизация конструктивных параметров четырёх- колонного литьевого пресса усилием 6300 кН. Пример 1	24
2.3. Оптимизация конструктивных параметров гидропресса рамного типа с номинальным усилием 2500 кН. Пример 2	28
2.4. Оптимизация конструктивных параметров челюстного пресса усилием 1000 кН. Пример3	31
3. РАСЧЁТ ПОДПРЕССОВОЧНОГО УСТРОЙСТВА СЕКТОР- НОГО ФОРМАТОРА-ВУЛКАНИЗАТОРА	36
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	47
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	48
ПРИЛОЖЕНИЯ	50

Учебное издание

КЛИНКОВ Алексей Степанович,
СОКОЛОВ Михаил Владимирович,
КОЧЕТОВ Виктор Иванович,
ОДНОЛЬКО Валерий Григорьевич,
СКОПИНЦЕВ Игорь Викторович

ИНЖЕНЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПРЕССОВОГО И ЛИТЬЕВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Учебное пособие

Редактор И.В. Калистратова
Инженер по компьютерному макетированию Т.Ю. Зотова

Подписано в печать 14.04.2011.
Формат 60 × 84/16. 4,65 усл. печ. л. Тираж 100 экз. Заказ № 168

Издательско-полиграфический центр ГОУ ВПО ТГТУ
392000, г. Тамбов, ул. Советская, д. 106, к. 14